



## ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

Estudio, análisis y modificaciones técnicas en  
aerogeneradores de gran potencia debidas las condiciones  
climáticas en la zona de Corpa Grande, Lago Titicaca  
(3844m s.n.m.).

Alumno: Eneko Zabalza Azcona

Tutor: Vicente Senosiáin Miquélez

Pamplona, 26 Julio 2013

# Índice

<b>1. Introducción.....</b>	<b>5</b>
1.1 Origen y motivación del proyecto.....	5
1.2 Metodología y alcance .....	5
1.3 Herramientas .....	6
1.4 Objetivo principal .....	6
1.5 Objetivos específicos .....	7
<b>2. Antecedentes .....</b>	<b>8</b>
2.1 Realidad energética en Bolivia.....	8
2.1.1 Recursos energéticos.....	8
2.1.2 Producción, exportación y consumo energético .....	9
2.1.3 Generación eléctrica .....	13
2.1.4 Inconvenientes y retos de la generación eléctrica.....	17
2.2 Energía eólica.....	19
2.2.1 Escenario global de la tecnología de generación eólica de gran potencia.....	20
2.2.2 Energía eólica en Bolivia .....	20
2.3 Justificación del proyecto .....	22
<b>3. Estudio de la zona a analizar .....</b>	<b>24</b>
3.1 Justificación de la elección de la zona de análisis del proyecto .....	24
3.1.1 Justificación global.....	24
3.1.2 Justificación local .....	25
3.2 Características globales de la zona .....	26



3.3	Obtención de los parámetros del viento .....	27
<b>4.</b>	<b>Análisis de los datos obtenidos .....</b>	<b>31</b>
4.1	Perfil de velocidades del viento .....	31
4.2	Distribuciones de probabilidad .....	34
4.3	Densidad energética.....	36
4.4	Conclusiones .....	37
<b>5.</b>	<b>Experiencias de proyectos eólicos a grandes alturas.....</b>	<b>39</b>
5.1	El Veladero, Argentina (4300 m s.n.m.) .....	39
5.2	Antofagasta, Chile (4620 m s.n.m) .....	41
5.3	Conclusiones .....	42
<b>6.</b>	<b>Elección del aerogenerador.....</b>	<b>43</b>
6.1	Potencia del aerogenerador .....	43
6.2	Configuración del generador .....	43
6.2.1	<i>Máquinas de velocidad fija:</i> .....	44
6.2.2	<i>Máquinas de velocidad variable:</i> .....	45
6.2.3	<i>Conclusiones</i> .....	47
6.3	Tipo de control de las palas .....	48
6.3.1	<i>Control Stall</i> .....	48
6.3.2	<i>Control Pitch</i> .....	49
6.4	Clase de viento .....	51
6.5	Selección final .....	52
<b>7.</b>	<b>Detección de los problemas .....</b>	<b>53</b>
7.1	Producción energética.....	53

7.2	Mala refrigeración de los equipos .....	56
7.2.1	<i>Multiplicadora</i> .....	57
7.2.2	<i>Generador</i> .....	66
7.2.3	<i>Convertidor electrónico de potencia</i> .....	90
7.3	Aproximación de la curva de potencia de forma teórica .....	95
<b>8.</b>	<b>Proposiciones para solucionar los problemas .....</b>	<b>97</b>
8.1	Producción energética .....	97
8.2	Mala refrigeración de los equipos .....	98
8.2.1	<i>Multiplicadora</i> .....	98
8.2.2	<i>Generador</i> .....	101
8.2.3	<i>Convertidor electrónico de potencia</i> .....	107
8.3	Aproximación de la curva de potencia de forma teórica .....	108
8.3.1	<i>Introducción</i> .....	108
8.3.2	<i>Interpretación de los datos de la turbina de "El Veladero"</i> .....	109
8.3.3	<i>Aplicación de los métodos</i> .....	110
8.3.4	<i>Comparación de los resultados de los métodos</i> .....	116
8.3.5	<i>Análisis de los resultados</i> .....	117
8.3.6	<i>Conclusiones</i> .....	118
<b>9.</b>	<b>Generación final .....</b>	<b>120</b>
9.1	Curva de potencia final .....	120
9.2	Previsión anual .....	121
<b>10.</b>	<b>Resultados y Conclusiones .....</b>	<b>123</b>
	<b>Bibliografía .....</b>	<b>126</b>

<b>ANEXOS.....</b>	<b>128</b>
Anexo I: Lista de aerogeneradores de Windographer .....	128
Anexo II: Cálculo teórico de las pérdidas por Histéresis .....	130
Anexo III: Cálculos multiplicadora .....	133
1. <i>Sistema estándar</i> .....	133
2. <i>Modificaciones</i> .....	140
Anexo IV: Cálculos generador.....	142
1. <i>Sistema estándar</i> .....	142
2. <i>Modificaciones</i> .....	155
Anexo V: Cálculos convertidor de potencia .....	161
1. <i>Sistema estándar</i> .....	161
2. <i>Modificaciones</i> .....	162
Anexo VI: Cálculo de la presión del aire en función de la altitud.....	163
Anexo VII: Artículo DeWind D 8.2 HE 50Hz Veladero, Argentina.....	165
Anexo VIII: Informe Windographer.....	167
Anexo IX: Comparación de las curvas teóricas .....	171
Anexo X: Datos de las curvas .....	172
1. <i>Curvas originales de “El Veladero”</i> .....	172
2. <i>Método de la adaptación de la norma internacional IEC 61400-12-1</i> .....	173
3. <i>Método de WindPRO</i> .....	173
4. <i>Método de densidades energéticas equivalentes</i> .....	174

# 1. Introducción

## 1.1 Origen y motivación del proyecto

El origen del presente proyecto responde a la realización del PFC para la finalización de la carrera de Ingeniería Industrial por mi parte.

Tras la realización del cursillo de formación solidaria y cooperación, fui asignado con una beca por parte de la UPNA para poder realizar el proyecto de fin de carrera en un país en vías de desarrollo. En mi caso, mi lugar de estancia, durante seis meses, fue Bolivia.

La elección del proyecto responde a la proposición de varias temáticas a estudiar por parte de la contraparte boliviana. Una de ellas, la del desarrollo de tecnologías eólicas en zonas de grandes altitudes, me resultó muy interesante por el hecho de estar la misma relacionada con el desarrollo de energías renovables dentro del país.

Dada la intensificación en mecánica que dispongo, he tratado de enfocar el proyecto hacia esa área. Aun así, también he tratado de aplicar todos mis conocimientos adquiridos durante el desarrollo de la carrera en el proyecto.

## 1.2 Metodología y alcance

El presente proyecto pretende realizar un estudio de las características del recurso eólico en una zona concreta del Altiplano boliviano, así como de deducir la viabilidad técnica de instalar aerogeneradores de grandes potencias. Se tratará de deducir si existe algún tipo de problema técnico de funcionamiento de los generadores debido a las particulares condiciones del terreno y, en caso de haberlo, se tratará de corregir planteando varias alternativas. Por último, se tratará de deducir la producción energética y la curva de potencia teórica de una turbina trabajando en la zona de estudio.

En la primera parte del proyecto, se va a pretender caracterizar la zona del estudio, con sus particularidades, analizándolas y viendo cuales pueden ser importantes. Dado que no existen datos reales de mediciones de las características del recurso eólico, va a haber que recurrir a datos obtenidos de simuladores climáticos a gran escala.

Con los datos obtenidos de los simuladores, se pretenderá realizar un análisis del recurso eólico general.

En la segunda parte del proyecto, tras exponer y analizar las experiencias previas existentes en proyectos eólicos a grandes altitudes, se tratará de escoger el tipo de aerogenerador más adecuado para la zona basándose en varios criterios de importancia.

Por último, una vez se ha elegido el modelo genérico de aerogenerador más adecuado, se tratará de prever los posibles problemas técnicos que puedan surgir en el mismo debido a las condiciones del entorno y a buscar las modificaciones oportunas para poder solventarlos. Se tratará de predecir, del mismo modo, la producción energética del aerogenerador operando en la zona de estudio.

El alcance de parte del proyecto (como el apartado de las adaptaciones técnicas) aunque en un principio estará limitado a la zona de estudio, será también válido para zonas con una altitud y un clima semejante al de la zona de estudio.

## 1.3 Herramientas

El proyecto va a ser desarrollado utilizando herramientas computacionales en su mayoría. El análisis del recurso eólico y de las curvas de potencia será realizado utilizando el software especializado Windographer. Para la resolución de ciertos sistemas de ecuaciones no lineales y la representación gráfica de la distribución de la temperatura en ciertos elementos se utilizará MATLAB. Para concluir, los esquemas dimensionales de los componentes a analizar, serán diseñados y representados utilizando AutoCAD.

## 1.4 Objetivo principal

El objetivo principal del proyecto es el estudio, análisis y proposición de modificaciones técnicas para aerogeneradores de gran potencia debidas al comportamiento de los mismos a alturas superiores a 2000 metros sobre el nivel del mar, concretamente para la zona de Corpa Grande (3844 m s.n.m.).

## 1.5 Objetivos específicos

- Revisar toda la bibliografía disponible a cerca de la generación eléctrica mediante aerogeneradores a alturas superiores a 2000 metros.
- Analizar el recurso eólico de la zona del estudio.
- Encontrar el tipo de turbina óptimo para la zona de estudio.
- Determinar los posibles problemas técnicos, tanto mecánicos como eléctricos, que soportarán los aerogeneradores debido a las condiciones de la zona de estudio.
- Proponer soluciones técnicas para conseguir solventar los problemas derivados de las condiciones climáticas de la zona.
- Determinar la alternativa más adecuada de todas entre las obtenidas para cada uno de los problemas.
- Deducir la curva de potencia resultante de un aerogenerador para unas condiciones distintas de las estándar<sup>2</sup>.
- Introducirse en el modelado y análisis de sistemas de calor

---

<sup>2</sup> 15 °C y 1 atm

## 2. Antecedentes

### 2.1 Realidad energética en Bolivia

#### 2.1.1 Recursos energéticos

Bolivia dispone de una gran cantidad de recursos energéticos, tanto tradicionales como alternativos, lo que hace que el abanico de generación potencial sea muy extenso.

##### 2.1.1.1 Energía no renovable<sup>3</sup>

###### Hidrocarburos y derivados

Tal y como se ha visto previamente, dentro de este subgrupo se aprecia que el consumo de gas natural es mucho más elevado que el resto de los hidrocarburos. No obstante, Bolivia posee la segunda mayor reserva de gas natural de toda Latinoamérica, solo por detrás de Venezuela. Se estima que, al ritmo de consumo actual, las reservas de gas bolivianas durarían unos 500 años, de lo que se deduce la gran importancia del gas dentro de la economía boliviana (tanto para la exportación como para el consumo interno).

###### Carbón

En la actualidad, no se han encontrado yacimientos de carbón en el país que sean económicamente rentables o aptos para centrales de generación.

##### 2.1.1.2 Energía renovable

###### Hidroenergía

El potencial hidroeléctrico con que cuenta Bolivia es del orden de 39.900 MW, con el cual podría llegarse a una producción de 177.669 GWh. En la actualidad, únicamente se aprovecha el 1% de este tipo de recurso.

---

<sup>3</sup> Se entiende como energía no renovable aquella fuente de energía que se encuentran en la naturaleza en cantidades limitadas, la cual, una vez consumida en su totalidad, no puede sustituirse

## Biomasa

La mayoría de la población boliviana depende de la biomasa, principalmente para la combustión, cocción de alimentos, producción de carbón vegetal y para la producción de ciertas industrias, como por ejemplo las ladrilleras y panificadoras. Hay que tener en cuenta que la población rural del país representa un porcentaje considerable (21%) del total del país.

## Geotérmica

El país cuenta con un gran potencial geotérmico, la mayoría del mismo en las zonas del altiplano (Lagunas del sur y Sajama).

## Solar

Dos tercios de la región boliviana cuya posición latitudinal está entre los paralelos 9° 40'S y 22° 53' O, se encuentran en la franja de mayor radiación solar. Debido a esta situación, Bolivia cuenta con uno de los mayores niveles de intensidad solar del continente. La incidencia solar en el territorio, sobre todo del altiplano, llega a alcanzar promedios anuales de 5,4 kWh/m<sup>2</sup>día de intensidad, con un promedio de 7 h/día de insolación efectiva.

Actualmente, el aprovechamiento de este recurso es bastante pequeño, reduciéndose a paneles fotovoltaicos y colectores para el calentamiento de agua en áreas rurales, si bien se están contemplando proyectos termoeléctricos en el altiplano<sup>4</sup>.

## Eólica

Aunque, en la actualidad, aún no se han realizado medidas reales de viento en el país, existen datos extraídos de programas numéricos de simulación climática que muestran zonas del país con un potencial de viento elevado, como por ejemplo ciertas zonas de Santa Cruz de La Sierra o varias zonas del altiplano. En el apartado 2.2 se ahondará más en este tema.

### 2.1.2 Producción, exportación y consumo energético

#### 2.1.2.1 Producción

Tomando en cuenta la estructura de la producción de energía primaria, se puede apreciar que en el año 2010 se generaron<sup>5</sup> un total de 122.408,4kbep<sup>6</sup>. En esa ocasión, la

---

<sup>4</sup> Fuente: REVE (Revista Eólica y del Vehículo eléctrico)



producción de hidrocarburos representó el 93% de la generación total de energía, un total de los cuales 80% corresponde a la de gas natural:

<b>TABLA 2.1: Producción de Energía primaria (en kbep)</b>			
<b>Fuente</b>	<b>2010</b>	<b>2011</b>	<b>*Variación (en %)</b>
<i>Petróleo, condensados y gasolina natural</i>	15.355,79	15.938,45	3,8%
<i>Gas natural</i>	90.414,84	98.354,88	8,8%
<i>Hidroenergía</i>	1.346,83	1.453,89	7,9%
<i>Biomasa</i>	6.407,23	6.661,18	4%
<b>TOTAL</b>	<b>113.524,68</b>	<b>122.408,40</b>	<b>7,8%</b>

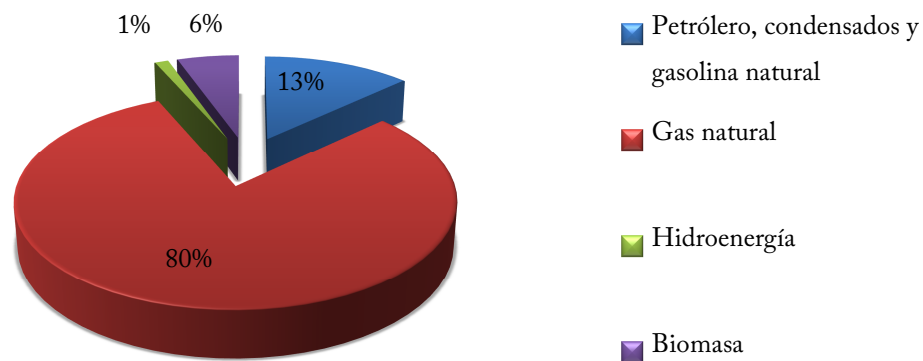


Figura 2.1: Producción energética primaria en 2011 (en kbep). Fuente: Ministerio de Hidrocarburos y Energía.

Por otro lado, durante la gestión 2010, se exportaron 72.029,58 kbep de energía, de los cuales 69.468,51 kbep correspondieron a gas natural y 2.561,07 a crudo reconstituido:

<sup>5</sup> Fuente: Ministerio de Hidrocarburos y Energía

<sup>6</sup> Barril Equivalente de Petróleo

TABLA 2.2: Exportación de Energía primaria (en kbep)			
	2010	2011	*Variación (en %)
<i>Gas natural</i>	69.468,51	75.274,53	8,4%
<i>Crudo reconstituido</i>	2.561,07	3.053,49	19,2%
<b>TOTAL EXPORTACIONES</b>	<b>72.029,58</b>	<b>78.328</b>	<b>8,7%</b>

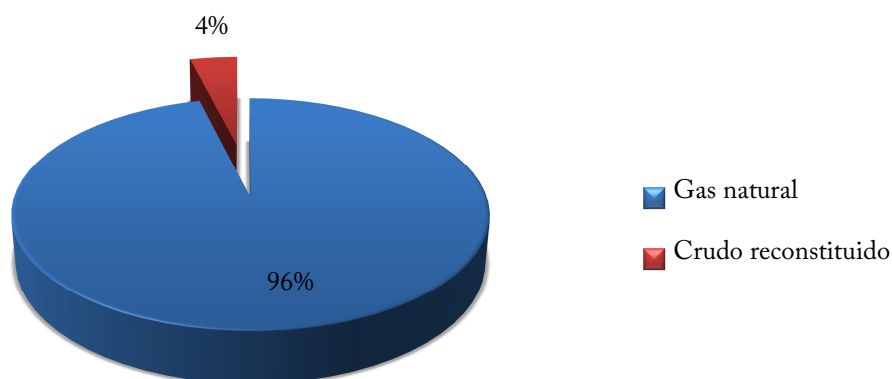


Figura 2.2: Exportación de energía primaria. Fuente: Ministerio de Hidrocarburos y Energía.

Cabe destacar el aumento de la exportación de recursos energéticos primarios de Bolivia. La exportación del gas natural, por ejemplo, ha aumentado en los últimos años desde los 12581 kbep del 2000 hasta los 75.274,53 kbep en el año 2011<sup>7</sup>, siguiendo actualmente la misma tendencia. Esto implica la exportación del 81% del gas natural producido en Bolivia. Los principales compradores de este recurso son Argentina y Brasil.

### 2.1.2.2 Consumo

Tomando en cuenta la estructura del consumo final de energía por fuentes, para la gestión 2011, el diésel oil se constituye en la principal fuente de consumo energético (24%), seguido por el gas natural (22%), gasolina (17%), biomasa (16%) y la electricidad, con un 10% del consumo, dejando el 11% restante para el GLP<sup>8</sup> y otros derivados.

<sup>7</sup> Fuente: Balance Energético Nacional (2000-2010), Ministerio de Hidrocarburos y Energía, Bolivia.

<sup>8</sup> GLP: Abreviatura de "Gas Licuado del Petróleo"

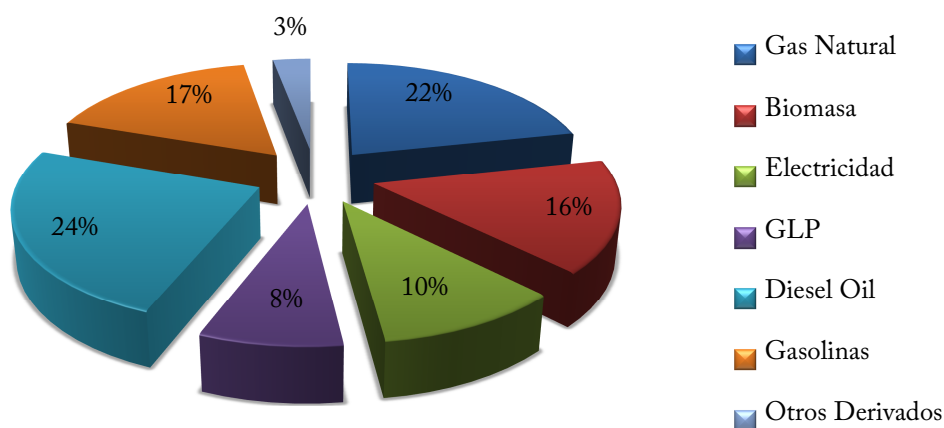


Figura 2.3: Consumo final de la energía por fuentes. Fuente: Ministerio de Hidrocarburos y Energía.

Por otra parte, el consumo final de la energía por sectores es liderado por el transporte (41%) y la industria (27%), por encima del sector residencial (18%), sector agropecuario, de pesca y minería (11%) y el sector comercial (3%):

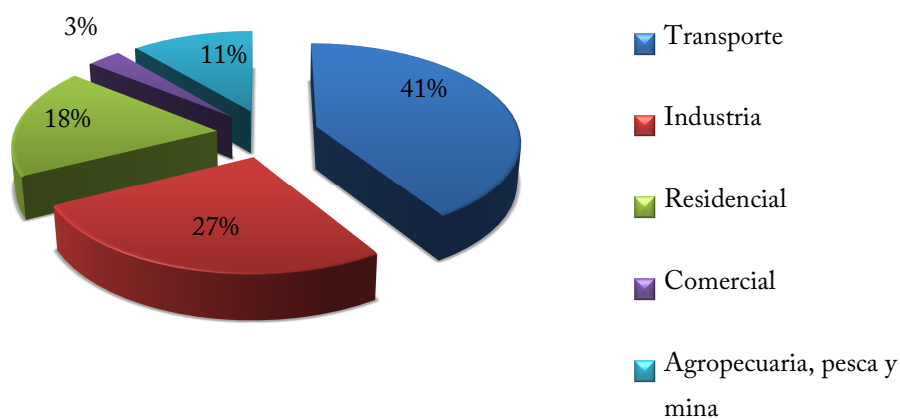


Figura 2.4: Consumo final de la energía por sectores. Fuente: Ministerio de Hidrocarburos y Energía.

Para los sectores donde la energía eléctrica es utilizada, se puede observar como en el sector del transporte no es utilizada, en el industrial el consumo asciende al 11% del total, en el residencial del 21%, un 77% para el sector comercial y de un 13% para los sectores de la pesca, minería y agropecuario.

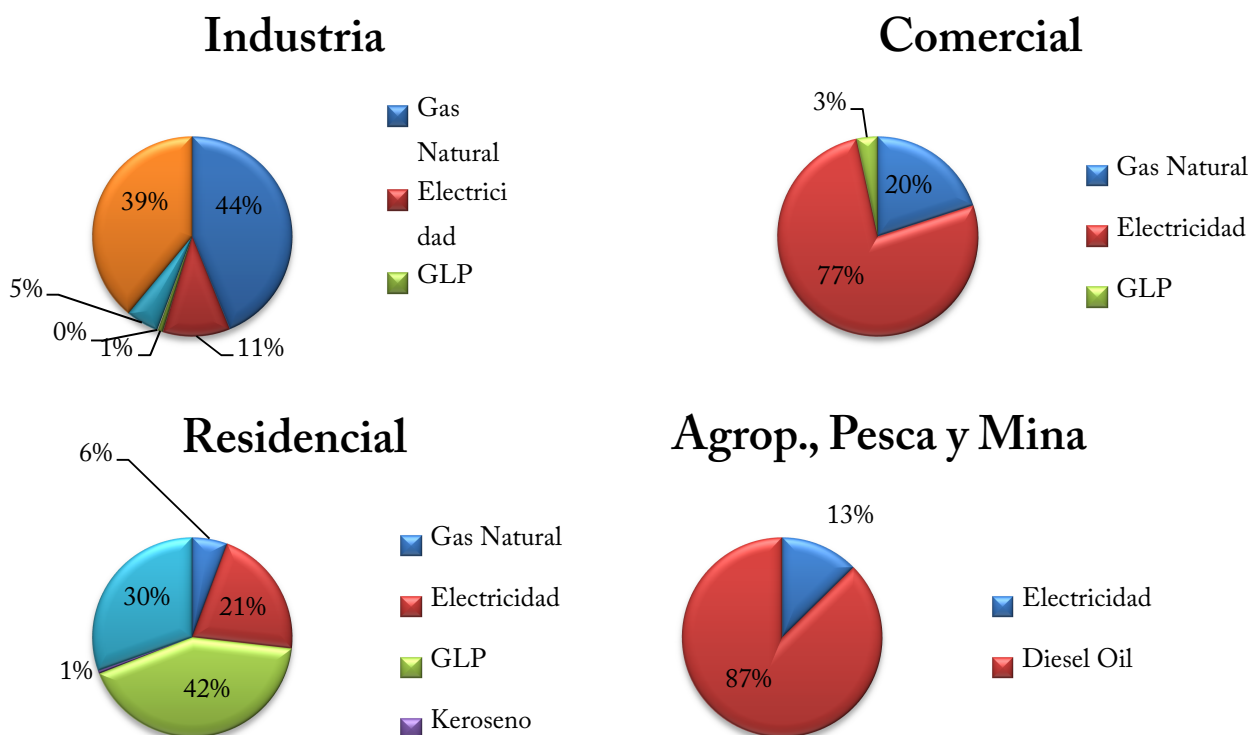


Figura 2.5: Consumo de las energías primarias por sectores. Fuente: Ministerio de Hidrocarburos y Energía.

Tal y como se puede deducir de las figuras anteriores, el consumo eléctrico mayoritario en cuanto a porcentaje relativo es predominante en el sector comercial, mientras que en el resto de los sectores el consumo es bastante menor en comparación con otras fuentes como el gas natural o el diésel oil.

### 2.1.3 Generación eléctrica

El sector de la electricidad en Bolivia fue privatizado a principios de los años 90 y fue dividido en tres partes: generación, transmisión y distribución. El suministro está dominado por la generación térmica (60%), mientras que la hidroeléctrica (40%) tiene menor presencia en la matriz de generación si se compara con otros países sudamericanos, donde la capacidad media es del orden del 51%<sup>9</sup>.

<sup>9</sup> Fuente: EIA, Energy Information Administration, 2012

La generación es llevada a cabo por 8 empresas privadas, de las cuales tres controlan el 70% de la producción bruta.

El transporte es realizado por dos empresas, la Transportadora de Electricidad (nacionalizada el 20 de mayo de 2012) con el 73% de las líneas de transmisión bajo su mando y por ISA Bolivia, una filial de ISA, corporación controlada por el gobierno de Colombia.

La distribución es realizada por seis empresas las cuales poseen monopolios naturales en sus áreas de concesión.

Actualmente, se puede dividir el sector eléctrico entre el Sistema Interconectado Nacional (SIN) y los sistemas aislados de la red.

### 2.1.3.1 Sistema Interconectado Nacional

#### Descripción general

El SIN fue construido en el año 1965 al conectar las redes de transporte de Cochabamba y Oruro. El sistema fue ampliado posteriormente con la inclusión al mismo de los centros urbanos de La Paz, Potosí, Oruro, Cochabamba y Sucre. La configuración actual incluye a Santa Cruz, la cual se conectó en la década de los 80.

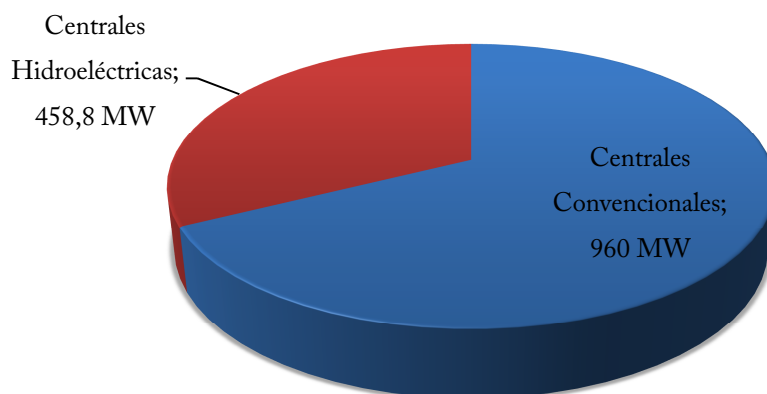


Figura 2.6: Mapa del Sistema Interconectado Nacional.

La función prioritaria del SIN es la de suministrar energía eléctrica a las zonas urbanas e industriales (principalmente) en los departamentos de La Paz, Santa Cruz, Cochabamba, Oruro, Potosí y Chuquisaca. Se puede dividir en tres zonas; la Norte (La Paz), la Oriental (Santa Cruz) y la Centro-Sur (Cochabamba, Oruro, Potosí y Chuquisaca).

En cuanto a la generación eléctrica de cada área, en la zona Norte predominan las centrales hidroeléctricas mientras que las termoeléctricas son las más habituales en el oriente. Cabe destacar que la legislación boliviana prohíbe a las empresas desempeñar más de una de las tres funciones (generación, transporte y distribución).

### Potencia instalada y evolución temporal



*Figura 2.7: Distribución de las centrales de generación instaladas en Bolivia hasta finales de 2011.*

En la actualidad, la potencia instalada del SIN es de 1446,42 MW, de los cuales 960,4 MW son de centrales termoeléctricas convencionales, mientras que los 485,8 MW restantes son generados por centrales hidroeléctricas<sup>10</sup>. En el año 2011 se generaron un total de 6611,6 GWh.

<sup>10</sup> Fuente: Comité Nacional de Despacho de Carga

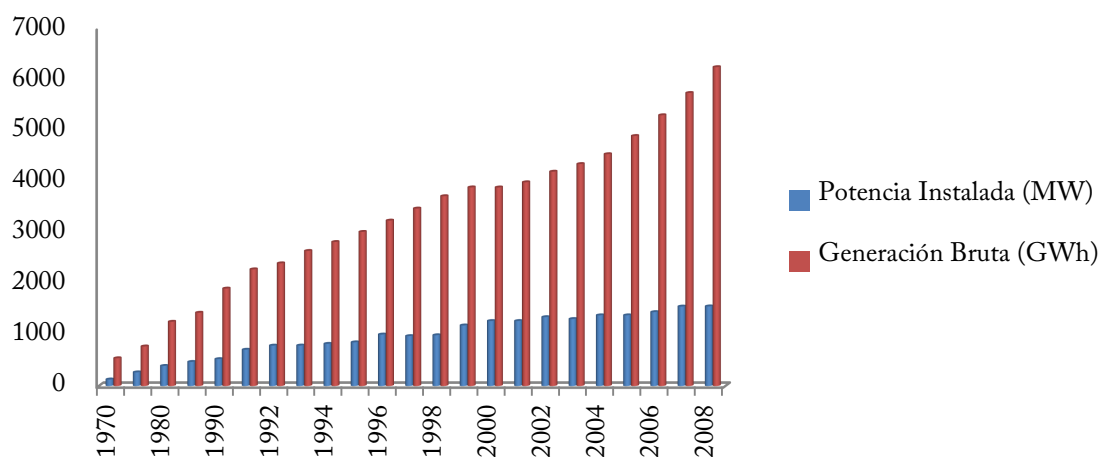


Figura 2.8: Evolución de la potencia instalada y generada en Bolivia.

Uno de los grandes problemas del SIN es el conseguir satisfacer el aumento de la demanda que se lleva produciendo desde los años 80. El ritmo de aumento de la demanda es tal que a día de hoy es el doble de la que registraba en el año 1999. Como consecuencia de este fenómeno, en ocasiones, la demanda eléctrica llega a superar a la oferta, habiendo que realizar interrupciones en el suministro a ciertos consumidores (generalmente industrias). Es por ello que desde el Comité Nacional de Despacho de Carga se presentó a finales del año 2010 un plan de expansión<sup>11</sup> con el fin de poder adaptar el sistema al aumento de la demanda y estabilizar el sistema. Los proyectos de generación candidatos son varias centrales de ciclo combinado, un proyecto geotérmico y varios hidroeléctricos.

### 2.1.3.2 Sistemas Aislados

Los sistemas aislados se encuentran ubicados, principalmente, en los departamentos y ciudades donde el SIN no llega, como por ejemplo Tarija, Trinidad o Cobija.

La principal diferencia entre el SIN y los sistemas aislados desde el punto de vista organizativo es que cada empresa puede desempeñar más de un papel en el proceso global. Generalmente, cada empresa suele ocuparse tanto de la generación, transporte como de la distribución en un mismo sistema aislado. Los operadores más importantes son SETAR, ENDE y CRE.

<sup>11</sup> Plan Óptimo de Expansión del Sistema Interconectado Nacional 2011-2021, Diciembre 2010

A los sistemas aislados con una capacidad instalada menor a 1000 kW se les llama sistemas autoprodutores. Sirven, generalmente, para abastecer a comunidades aisladas, cooperativas o empresas mineras.

## 2.1.4 Inconvenientes y retos de la generación eléctrica

Tal y como se ha expuesto previamente, más de la mitad de la generación eléctrica en Bolivia se desarrolla en centrales térmicas que utilizan gas natural (la mayoría) o diésel como combustibles. El uso de estos tipos de combustibles fósiles acarrea una serie de problemas medioambientales, los cuales se explicarán a continuación.

### 2.1.4.1 Calentamiento global

El calentamiento global del planeta es el fenómeno del aumento de la temperatura media global de la atmósfera terrestre y de los océanos. Está asociado a un cambio climático global provocado, entre otros, por factores dependientes del ser humano.

La principal causa de este calentamiento se debe a la emisión a la atmósfera de ciertos gases (vapor de  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $O_3...$ ) provenientes de los ciclos biológicos de la naturaleza o de ciertas actividades humanas, principalmente industriales o de transporte.

El efecto invernadero se produce de la siguiente forma; Durante el día la superficie del planeta se calienta como resultado de la absorción de la energía solar y se enfría en la noche al irradiar su energía hacia el espacio profundo como radiación infrarroja. Los gases que promueven el efecto invernadero, previamente expuestos, que se encuentran en la atmósfera transmiten la gran cantidad de radiación solar, pero absorben la infrarroja emitida por la superficie de la Tierra.

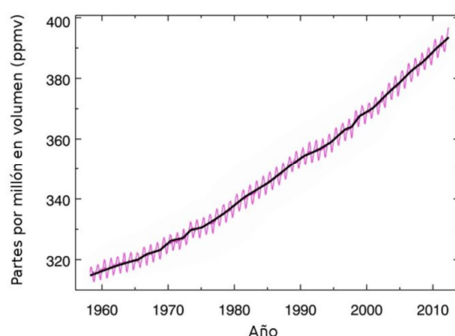


Figura 2.9: Evolución de las emisiones de  $CO_2$  a nivel mundial en ppm.



El problema reside en que la concentración de estos gases está aumentando de forma alarmante desde la revolución industrial del siglo XVIII. Se calcula que desde entonces la atmósfera terrestre ha pasado de tener una concentración de 280 ppm de CO<sub>2</sub> a 390 ppm<sup>12</sup>. Si esta tendencia continúa, se espera que la temperatura media global del planeta aumente entre los uno y cuatro grados Celsius al terminar el siglo XXI. En el peor de los casos, un cambio de tales magnitudes podría acarrear cambios drásticos en los ciclos climáticos tanto locales como globales, así como el derretimiento de los casquetes polares, aumentando el nivel de los océanos.

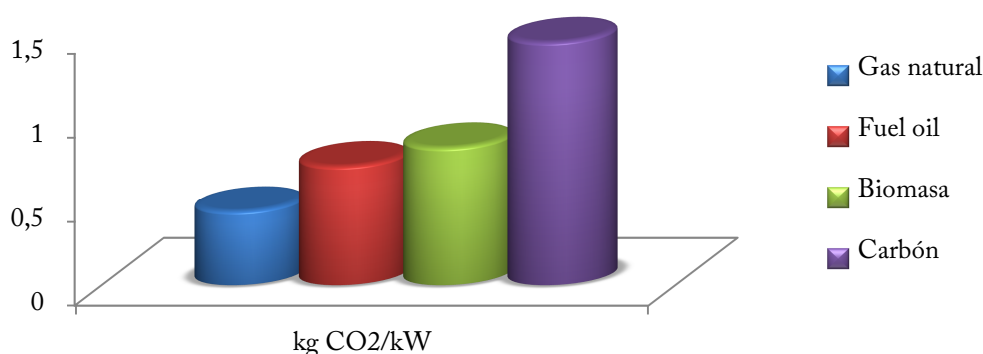


Figura 2.10: Emisiones de CO<sub>2</sub> de cada tipo de combustible por kW generado.

En la actualidad, teniendo en cuenta las externalidades de cada caso, no existe ninguna tecnología de generación eléctrica que esté totalmente libre de expulsar CO<sub>2</sub> a la atmósfera. Las centrales térmicas a base de gas natural (las más comunes en Bolivia), si bien son menos contaminantes que las centrales de Fuel oil, biomasa o carbón, expulsan a la atmósfera una media de 0,44 kg/kW de CO<sub>2</sub>.

#### 2.1.4.2 Polución y lluvia ácida

Dejando a un lado los agentes causantes del efecto invernadero, durante los procesos de combustión para la generación eléctrica también se expulsan a la atmósfera otros tipos de contaminantes como óxidos de azufre (SO<sub>x</sub>) u óxidos de nitrógeno (N<sub>x</sub>O<sub>y</sub>). Debido a ello, pueden producirse la formación de ciertos tipos de ácidos en la atmósfera al reaccionar los óxidos con el vapor de agua atmosférico, empleando la energía solar como catalizador.

<sup>12</sup> Fuente: IPCC Fourth Assessment Report (Informe sobre el Cambio Climático de la ONU)

La precipitación desde la atmósfera a la tierra de estos productos se conoce como lluvia ácida, lo que puede provocar graves problemas medioambientales, como la contaminación del suelo o la acidificación de aguas naturales de lagos y ríos, dificultando la vida en esos ecosistemas.

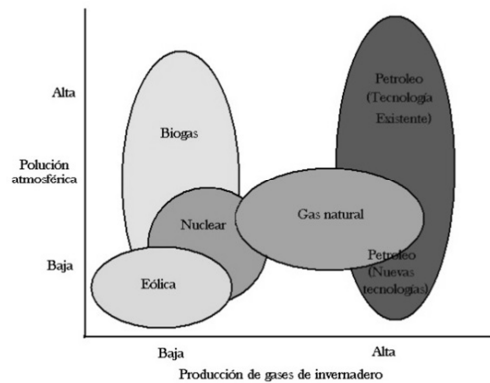


Figura 2.11: Comparación de diversas tecnologías de generación eléctrica en función de la producción de gases invernadero y la polución atmosférica.

En la actualidad, ningún tipo de generación energética está totalmente libre de la emisión de ningún tipo de contaminante gaseoso, si bien hay ciertos tipos de energía, como la eólica o la hidroeléctrica que, sin tener en cuenta las externalidades, no emiten gases de ningún tipo ya que no hay ninguna combustión durante el proceso de transformación de la energía.

## 2.2 Energía eólica

En este apartado se tratarán de explicar en qué consisten las tecnologías de generación eléctrica basadas en la energía eólica así como el estado de las mismas a nivel local y mundial.

## 2.2.1 Escenario global de la tecnología de generación eólica de gran potencia

Los orígenes de la energía eléctrica generada a través de aerogeneradores eólicos se remontan a principios del siglo XX, si bien este tipo de tecnología no ha empezado a ser fuertemente desarrollada hasta después de la segunda guerra mundial, principalmente a raíz de la crisis del petróleo de 1973. A partir de entonces, y de forma paulatina, la industria eólica se ha ido desarrollando, empezando por los primeros aerogeneradores de unos pocos watts hasta las máquinas de varios millares de kilowatts de la actualidad.

La mayor ventaja de la energía eólica es que se trata de una energía renovable, limpia y cuyo combustible primario, el viento, es gratuito. Utilizando este tipo de energía se está evitando la emisión a la atmósfera de millones de toneladas anuales de gases de efecto invernadero, ayudando a combatir el efecto invernadero que está sufriendo el planeta.

A día de hoy la capacidad eólica mundial supera los 250GW instalados, frente a los cerca de 16000GW<sup>13</sup> de la capacidad total, teniendo en cuenta todas las tecnologías de generación eléctrica. El sector es, además, uno de los sectores energéticos con mayor crecimiento, con una media anual del 20%<sup>14</sup>.

La aportación al mix energético global de la energía eólica es cada vez mayor en países industrializados, si bien el recurso eólico es abundante en todos los continentes del planeta. La implantación de parques eólicos en Latinoamérica es cada vez mayor, con una potencia instalada estimada en unos 1000MW<sup>15</sup>.

## 2.2.2 Energía eólica en Bolivia

### 2.2.2.1 Potencial eólico de Bolivia

En la actualidad, se puede consultar la distribución del potencial eólico de Bolivia desde dos fuentes distintas: mediante el “Atlas Eólico de Bolivia” y desde unos mapas de una plataforma online independiente. En ambos casos, los datos son obtenidos mediante

---

<sup>13</sup> Datos obtenidos de <http://www.worldenergy.org>.

<sup>14</sup> Datos obtenidos de [http://gwec.net/wp-content/uploads/2012/06/Annual\\_report\\_2011\\_lowres.pdf](http://gwec.net/wp-content/uploads/2012/06/Annual_report_2011_lowres.pdf)

<sup>15</sup> Datos obtenidos del Global Wind Energy Council, <http://www.gwec.net>

programas informáticos, por lo que, a efectos de prácticos no son válidos, puesto que no son mediciones de viento reales.

El Atlas Eólico consiste en 23 mapas donde se exponen diversos parámetros eólicos para diferentes alturas de todo el territorio boliviano. Se puede acceder a estas publicaciones de forma gratuita en la página web de FirstLook<sup>16</sup>, plataforma que aloja los mapas.

Los otros mapas donde se puede consultar el potencial eólico se encuentran en la plataforma virtual “Windnavigator<sup>17</sup>”, donde es posible acceder a velocidades de viento y datos de alta resolución para toda Sudamérica.

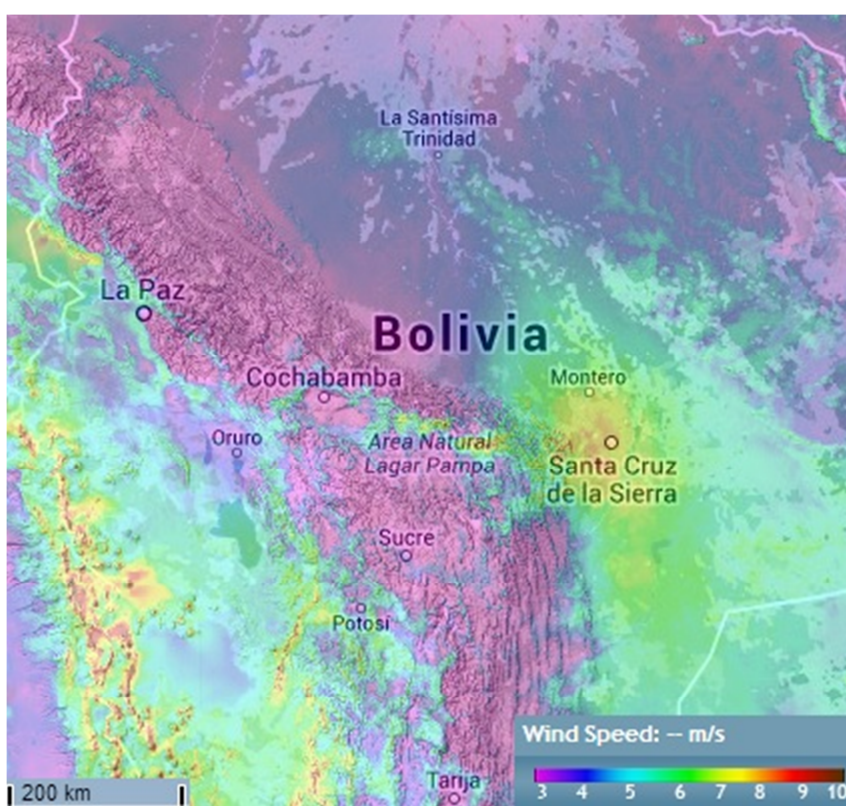


Figura 2.12: Distribución del potencial eólico de Bolivia. Fuente: Windnavigator.

La figura 2.12 indica que las medias de velocidades de viento más altas se encuentran distribuidas por la zona occidental del departamento de Santa Cruz y por casi toda la zona del altiplano. En el resto del estado, las velocidades medias son relativamente bajas.

<sup>16</sup> FirstLook, Global Renewable Resource Ranking: <http://www.3tier.com/firstlook/>

<sup>17</sup> Wind Site Assessment, AWS Truepower: <https://windnavigator.com>

Dentro de las zonas donde mayor velocidad de viento se expresa que existe, las zonas más destacadas se encuentran en las inmediaciones de la ciudad de Santa Cruz de La Sierra (con medias próximas a los 7 m/s) y en las inmediaciones de las orillas del lago Titicaca, donde se llegan a medias cercanas a los 8 m/s.

#### 2.2.2.2 Escenario actual de la generación eólica en Bolivia

Si bien desde la última década del siglo XX ha existido un interés por el aprovechamiento del recurso eólico en Bolivia, a fecha de hoy, la capacidad eólica instalada actualmente es prácticamente nula, viéndose la misma compuesta en su totalidad por pequeños aerogeneradores aislados para redes pequeñas, generalmente en el ámbito rural.

Aún y todo, se están empezando a desarrollar los primeros proyectos de dimensiones considerables. La empresa eléctrica Corani, por ejemplo, se encuentra actualmente instalando un parque eólico de 2,5 MW en su primera fase en el departamento de Cochabamba<sup>18</sup>. Por otra parte, en el departamento de Tarija está preparando un parque eólico donde se instalarán 33 aerogeneradores de 1,5MW cada uno en un lugar llamado “La Ventolera”<sup>19</sup>.

En último lugar, la empresa nacional de electricidad (ENDE) se encuentra realizando una serie de mediciones a lo largo de las zonas con mayor potencial eólico del país, ya que hasta la fecha no existen datos de viento debidamente registrados.

### 2.3 Justificación del proyecto

El crecimiento y desarrollo económico que está sufriendo el país se traduce en un aumento proporcional al mismo de la demanda energética por parte de todos los sectores. Tal y como se ha explicado previamente, la saturación del SIN es cada día más patente debido al aumento de la demanda eléctrica y a la poca capacidad de generación eléctrica instalada comparada con la misma. La necesidad de satisfacer todo ese aumento de la

---

<sup>18</sup> Fuente: Energy Press, 2012

<sup>19</sup> Fuente: Hidrocarburos Bolivia, 2012

demanda pasa por la instalación de nuevos centros de generación eléctrica dentro del sistema interconectado.

En la actualidad, el desarrollo de tecnologías de generación eléctrica a gran escala basadas en la energía eólica parece factible dentro de Bolivia. En ciertas partes del estado, a priori, se dispone del potencial eólico suficiente como para instalar plantas de generación que funcionen de forma eficaz. La implementación de este tipo de tecnologías es importante por los siguientes motivos:

- Aumento de la capacidad instalada dentro del territorio.
- Acceso a la electricidad para más población
- Impulso de nuevas tecnologías, prácticamente inexistentes en el país hasta la fecha.
- Implementación de energías renovables.
- Diversificación de los sistemas de generación del SIN.

Algunas de esas zonas se encuentran en la zona occidental del país, más concretamente en el Altiplano Boliviano. La posible ejecución de proyectos eólicos de gran envergadura en esta particular zona del país, la cual se encuentra por encima de los 3500 m sobre el nivel del mar, plantea una serie de retos que habrá que solventar.

La práctica ausencia de este tipo de instalaciones a alturas similares en el resto del mundo, hace indispensable un estudio previo de la respuesta de los aerogeneradores en este tipo de entorno, con el fin de averiguar si el comportamiento será correcto. En caso de encontrar fallos técnicos derivados de las particulares condiciones del entorno, habrá que solventar estos problemas de forma que sea posible operar de forma normal.

Por todo lo expuesto, en el caso particular de este proyecto de fin de carrera, se pretende analizar los posibles problemas técnicos que pudieran surgir en todos y cada uno de los elementos de un aerogenerador de gran potencia instalada en un entorno con las particularidades del altiplano. En caso de encontrar esos problemas, se propondrán distintas soluciones y se adaptarán las más viables.

### 3. Estudio de la zona a analizar

El estudio de la respuesta del aerogenerador se llevará a cabo teniendo en cuenta las condiciones de las proximidades del campamento de Corpa Grande, zona perteneciente al altiplano boliviano, al noroeste de La Paz. La zona se encuentra a 3844 m sobre el nivel del mar, a pocos cientos de metros de la orilla del lago Titi Caca. En esa zona en concreto, se llegan a registrar velocidades de viento medias anuales del orden de los 8 m/s.

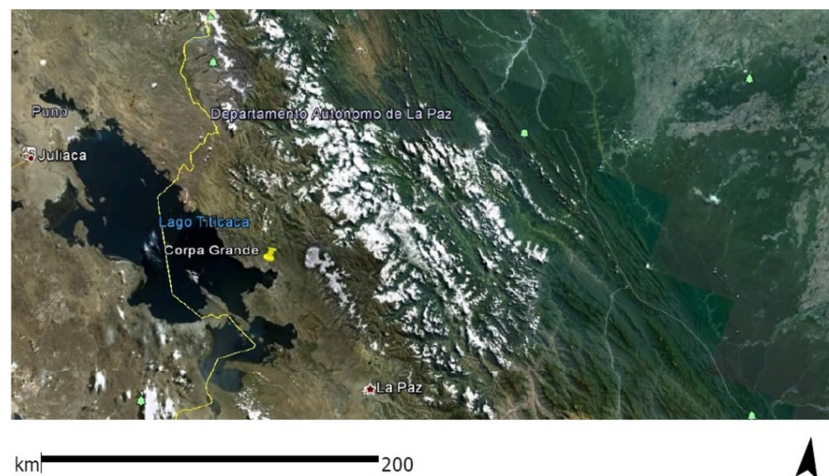


Figura 3.1: Localización de la zona de estudio. Coordenadas: S 15° 55' 4.980"-W 68° 46' 55.090". Fuente: Google maps.

#### 3.1 Justificación de la elección de la zona de análisis del proyecto

La elección de esta zona de estudio en concreto como posible zona de un emplazamiento de un parque eólico no ha sido tomada a la ligera y se puede fundamentar gracias a los siguientes razonamientos

##### 3.1.1 Justificación global

###### Necesidad de nuevas plantas de generación

Tal y como se ha expuesto previamente, la situación del SIN está llegando a un punto crítico. Si no se instalan nuevas plantas de generación a la red, la creciente demanda



no podrá ser satisfecha, con los consiguientes problemas que ello supondría. La instalación de nuevas fuentes de energía se tercia, por lo tanto, en indispensable.

### **Necesidad de instauración de energías renovables**

La ausencia de generación eléctrica por medio de energías renovables es la norma general dentro del SIN. El desarrollo de nuevas tecnologías energéticas, como los parques de aerogeneradores, conseguiría diversificar las tecnologías de generación existentes en SIN. Ahorraría, además, la emisión a diario de gases contaminantes.

### **Mayor desarrollo**

La inclusión en el mix energético nacional de las energías renovables facilitaría el desarrollo tecnológico del país, fomentando una industria tecnológicamente puntera a nivel mundial.

## **3.1.2 Justificación local**

### **Recurso eólico**

La zona de Corpa Grande, según el Atlas Eólico de Bolivia, cuenta, a priori y a falta de realizar mediciones concluyentes, con una de las mayores densidades energéticas de viento de todo el altiplano, gracias a las cuales se llegan a obtener densidades energéticas medias del orden de los 220 W/m<sup>2</sup>, suficiente para la construcción de un parque de aerogeneradores eficiente.

### **Infraestructuras existentes**

La carretera que conecta La Paz, ciudad más cercana al asentamiento de Corpa Grande, se encuentra en buen estado y es de fácil acceso, lo que facilitaría el transporte de la maquinaria necesaria para la instalación del parque eólico.

### **Localización**

La zona se encuentra a 90 km de dos de los centros urbanos más poblados de Bolivia: La Paz y El Alto. Son dos grandes centros de demanda eléctrica, junto con otras ciudades del altiplano como Oruro y Potosí. Además, la zona se encuentra a pocos kilómetros de una línea de transporte del SIN, lo que facilitaría la inclusión en el mismo de un parque eólico



## Mediciones

En la actualidad, la empresa ENDE (Empresa Nacional de Electricidad Bolivia) se encuentra realizando una serie de mediciones de viento a lo largo del país en búsqueda de zonas para la realización de proyectos eólicos. Una de ellas es la zona de estudio de este proyecto.

### 3.2 Características globales de la zona

Una de las características más importantes de la zona de estudio, más allá de las altas velocidades medias de viento, va a ser la altura a la que se encuentra. La altitud media de la zona es de unos 3844 m sobre el nivel del mar lo que conlleva a una disminución considerable de la presión atmosférica.

La disminución de la presión atmosférica, acarrea, entre otras cosas, una disminución significativa de la densidad relativa del aire del entorno. Esta baja densidad del aire, tal y como se verá más adelante, conlleva consigo que la producción energética es bastante más baja en comparación con la producción que se podría llevar a cabo con un viento de características iguales a la altura del mar.

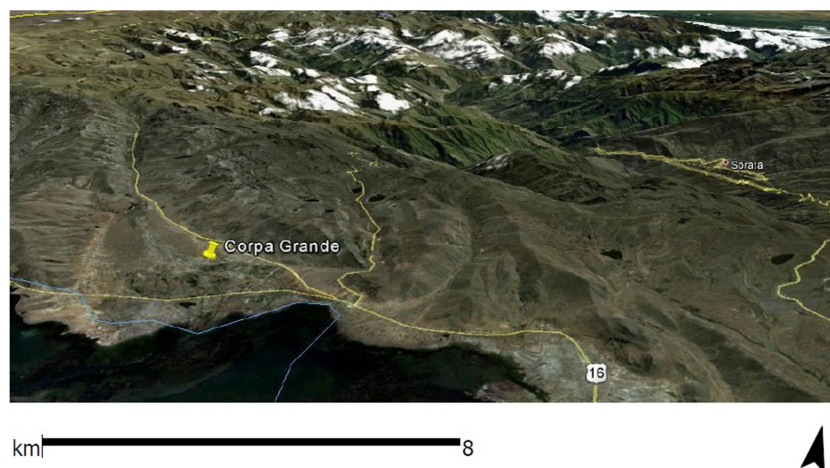


Figura 3.2: Localización aérea de la zona a analizar. Fuente: Google maps.

Tal y como se puede apreciar en la figura 3.2, al norte de la zona de estudio se puede ver un valle q desemboca en la orilla del lago Titi Caca. Las direcciones del viento

predominante, tal y como se verá más adelante, son del norte, lo que se podría explicar por el efecto túnel que hace el valle sobre el viento, direccionándolo desde el norte hacia el sur.

Las temperaturas típicas de la zona son bastante frías, con medias de temperaturas mínimas de 3,3 °C , con una temperatura media anual de unos 12 °C de temperatura.

En cuanto a fenómenos meteorológicos que afectan al rendimiento de los aerogeneradores, como nevadas o heladas, en los 10 últimos años solo se han registrado 3 días de nieve y dos de hielo<sup>20</sup>. Se puede concluir, por tanto, que son fenómenos aislados que no se entrará a considerar en el momento de adaptar los aerogeneradores a la zona de estudio.

### 3.3 Obtención de los parámetros del viento

Tal y como se viene insistiendo, en la actualidad no se cuenta con mediciones reales de los vientos de la zona de estudio. Por lo tanto, va a haber que obtener los datos de otro modo. Para este caso, la fuente de información han sido los mapas de la plataforma online Windnavigator.

De ahí, se han podido obtener, para el punto concreto de estudio diferentes propiedades del viento a 4 diferentes alturas, las cuales se muestran a continuación:

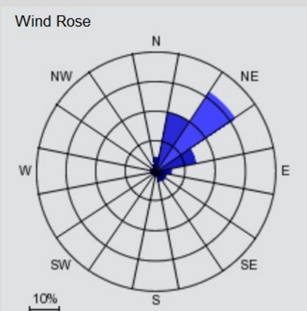
---

<sup>20</sup> Datos obtenidos del Sistema Nacional de Meteorología e Hidrología de Bolivia

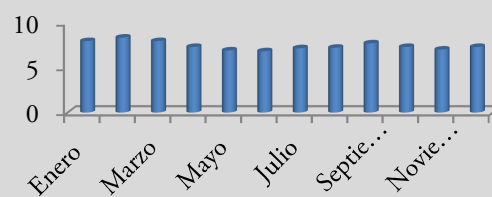
## 40 metros

**TABLA 3.1: Parámetros a 40 m de altura**

Velocidad media [m/s]	7,38
Rugosidad del terreno	0,07
Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	0,823
Densidad energética media [W/m <sup>2</sup> ]	226
Weibull A	8,23
Weibull K	2,812



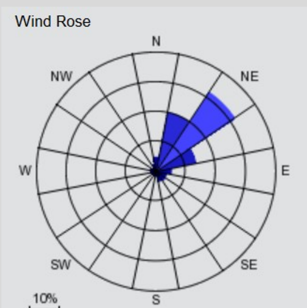
**Velocidades medias (m/s)**



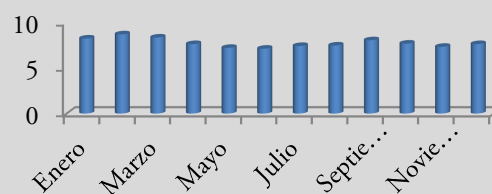
## 60 metros

**TABLA 3.2: Parámetros a 60 m de altura**

Velocidad media [m/s]	7,72
Rugosidad del terreno	0,07
Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	0,823
Densidad energética media [W/m <sup>2</sup> ]	266
Weibull A	8,68
Weibull K	2,749



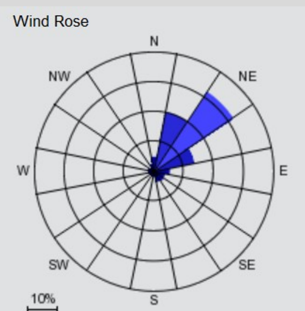
**Velocidades medias (m/s)**



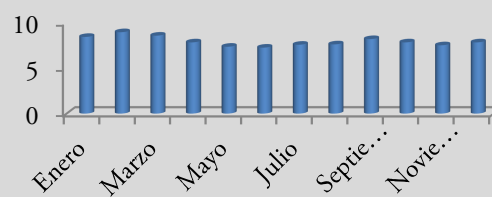
## 80 metros

**TABLA 3.3: Parámetros a 80 m de altura**

Velocidad media [m/s]	7,88
Rugosidad del terreno	0,07
Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	0,823
Densidad energética media [W/m <sup>2</sup> ]	287
Weibull A	8,87
Weibull K	2,683



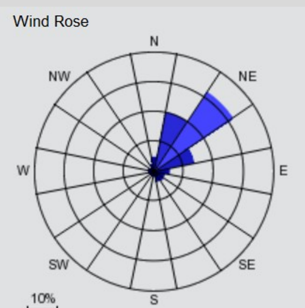
**Velocidades medias (m/s)**



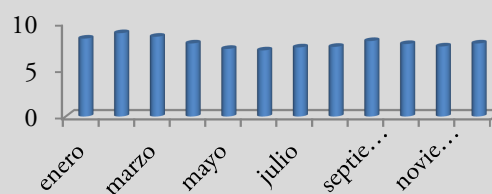
## 100 metros

**TABLA 3.4: Parámetros a 100 m de altura**

Velocidad media [m/s]	7,74
Rugosidad del terreno	0,07
Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	0,823
Densidad energética media [W/m <sup>2</sup> ]	278
Weibull A	8,74
Weibull K	2,607



**Velocidades medias (m/s)**



Las velocidades medias para cada mes del año son generadas por simulación numérica (al igual que el resto de los parámetros). Se crea una malla digital en el mapa, teniendo en cuenta la geografía de la zona. Los nodos se encuentran separados entre ellos una distancia de 1 km, por lo que la resolución no es demasiado buena, pero lo suficientemente precisa como para tener datos aproximados.

Hay que tener también en cuenta que, aunque se dispone de velocidades de viento, no se dispone de las direcciones de los mismos, luego no va a ser posible realizar un análisis exhaustivo, si bien a efectos de conocer la potencialidad de una zona como posible ubicación de un parque de aerogeneradores, las direcciones del viento son menos importantes que las velocidades.

## 4. Análisis de los datos obtenidos

Para realizar un análisis detallado y válido del recurso eólico disponible en una determinada zona harían falta varias torres de medición a diferentes alturas, las cuales registrarán datos como velocidad de viento, dirección, humedad relativa del aire y presión atmosférica cada 10 minutos en un periodo no inferior a un año<sup>21</sup>.

Como no se disponen de tales mediciones, lo que se va a hacer es sintetizar una serie de datos básicos que servirán para determinar la producción teórica de cualquier aerogenerador.

Para ello, partiendo de los datos obtenidos de Windnavigator, se utiliza el software Windographer de evaluación del recurso eólico para sintetizar una serie de mediciones de velocidad de viento durante un año, con muestras tomadas cada media hora, para cada una de las diferentes alturas de las que se dispone información media.

### 4.1 Perfil de velocidades del viento

El motivo por el cual se necesitan mediciones de viento a varias alturas es, entre otras razones, para poder conseguir deducir el perfil de velocidades del viento.

Generalmente, cuanto más altura se toma respecto del suelo, mayor es la velocidad que tiene el viento de la zona. Esta variación en la velocidad se debe a varios factores, como por ejemplo, la rugosidad del terreno, la estabilidad atmosférica o la orografía.

---

<sup>21</sup> Erich Hau, “Wind Turbines”, Springer, 2005

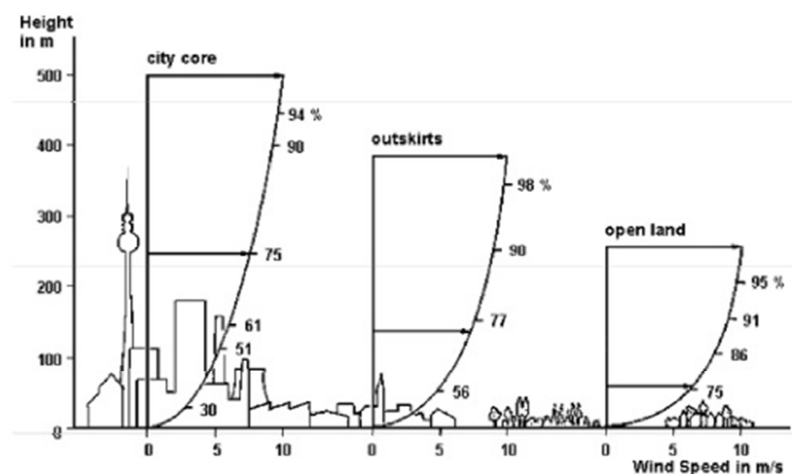


Figura 4.1: Distintos perfiles verticales de velocidad del viento

Conocer el perfil de velocidades se tercia fundamental para averiguar la altura a la que instalar la góndola del aerogenerador, de forma que se aproveche mejor el recurso eólico. También es importante conocerlo para tratar de evitar que este gradiente de velocidades genere tensiones no deseadas entre las zonas más altas y las más bajas por donde pasan las palas del aerogenerador.

Se pueden modelizar los perfiles de velocidad de las dos siguientes formas:

### Perfil potencial

Es una función empírica, utilizada muy frecuentemente en la industria eólica y validada por la IEC a la hora de realizar un perfil de velocidades de viento:

$$v(h) = v_{Anem} \cdot \left( \frac{h}{h_{Anem}} \right)^\alpha$$

donde

$v$	Velocidad del viento [m/s]
$v_{Anem}$	Velocidad del viento a la altura del anemómetro [m/s]
$h$	Altura donde se desea saber la velocidad [m]
$h_{Anem}$	Altura del anemómetro [m]
$\alpha$	Exponente de Hellman

El exponente de Hellman es un número adimensional que se obtiene de forma experimental. En general, disminuye con el grado de estabilidad atmosférico, mientras que

aumenta con la rugosidad del terreno. Interesan exponentes bajos, para que el perfil de velocidades se desarrolle antes.

### Perfil logarítmico

Este método, usado menos frecuentemente, también sirve para definir el perfil de velocidades deseado:

$$v(h) = v(h_{Anem}) \cdot \frac{\ln(h/h_0)}{\ln(h_{Anem}/h_0)}$$

con

$v$	Velocidad del viento [m/s]
$v_{Anem}$	Velocidad del viento a la altura del anemómetro [m/s]
$h$	Altura donde se desea saber la velocidad [m]
$h_{Anem}$	Altura del anemómetro [m]
$h_0$	Altura de rugosidad de la zona de estudio [m]

Para este caso, utilizando windographer, se puede obtener el perfil vertical utilizando ambos métodos. En la figura 4.2 se puede apreciar como el ajuste es prácticamente idéntico con ambos métodos<sup>22</sup>.

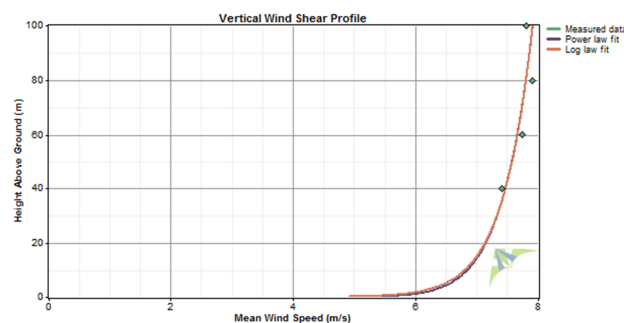


Figura 4.2: Perfil horizontal de velocidades de la zona de estudio calculado con Windographer

<sup>22</sup> Se aprecia como a 100 metros de altura, la velocidad media es menor que a 80 metros. Este efecto, llamado “perfil invertido”, puede darse en circunstancias puntuales, pero no es habitual en una media anual. En caso de ser mediciones reales (no como las del proyecto, que solo tendrán valor académico), habría que plantearse seriamente la veracidad de las mismas. Para este caso, se tomará como válido.

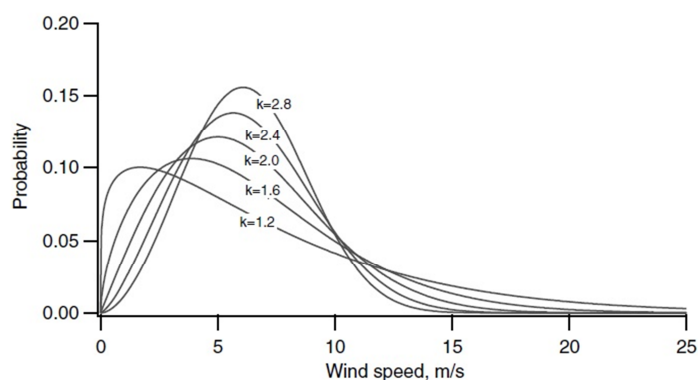


El valor del exponente de Hellman para el perfil ajustado tiene un valor de **0,0634**, mientras que la altura de rugosidad es de  **$7,74 \cdot 10^{-6}$  m**. Estos resultados son típicos de zonas llanas, lo que los hace más favorables para la instalación de proyectos eólicos.

## 4.2 Distribuciones de probabilidad

Otro factor importante para analizar una zona candidata a servir de base para un aerogenerador es la distribución de probabilidad de las velocidades del viento. La velocidad media mensual de una zona no es un indicador lo suficientemente robusto como para indicar la viabilidad de un proyecto eólico.

Puede darse el caso en el que, teniendo una velocidad media relativamente alta, la inmensa mayoría de los vientos sean o muy altos (regímenes donde los aerogeneradores no pueden operar por peligrosidad) o muy bajos (insuficientes para generación eólica), situación en la que la zona no sería la apropiada.



*Figura 4.3: Diferentes funciones de probabilidad de Weibull con el parámetro de forma variable*

Para poder modelizar la distribución de la velocidad del viento, en la industria eólica se utiliza la distribución de Weibull<sup>23</sup>. Su función de probabilidad se define de la siguiente forma:

---

<sup>23</sup> J. F. Manwell, J. G. McGowan, A.L. Rogers, “Wind Energy Explained”, Wiley, 2009

$$f(u) = \frac{k}{A} \left(\frac{u}{A}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{u}{A}\right)^k\right]$$

donde

$u$	Velocidad del viento [m/s]
$k$	Parámetro de forma
$A$	Parámetro de escala

El parámetro de escala depende de la velocidad media de la zona mientras que el de forma de la variabilidad de los datos. Cuanto más grande es el parámetro de forma, tal y como se puede apreciar en la figura 4.3, menos variabilidad de velocidades de viento existe, cosa deseable.

Las distribuciones de probabilidad para cada una de las alturas de las que se disponen datos se muestran en la figura 4.4 y han sido obtenidos utilizando el programa Windographer. La tabla 4.1 muestra los resultados numéricos.

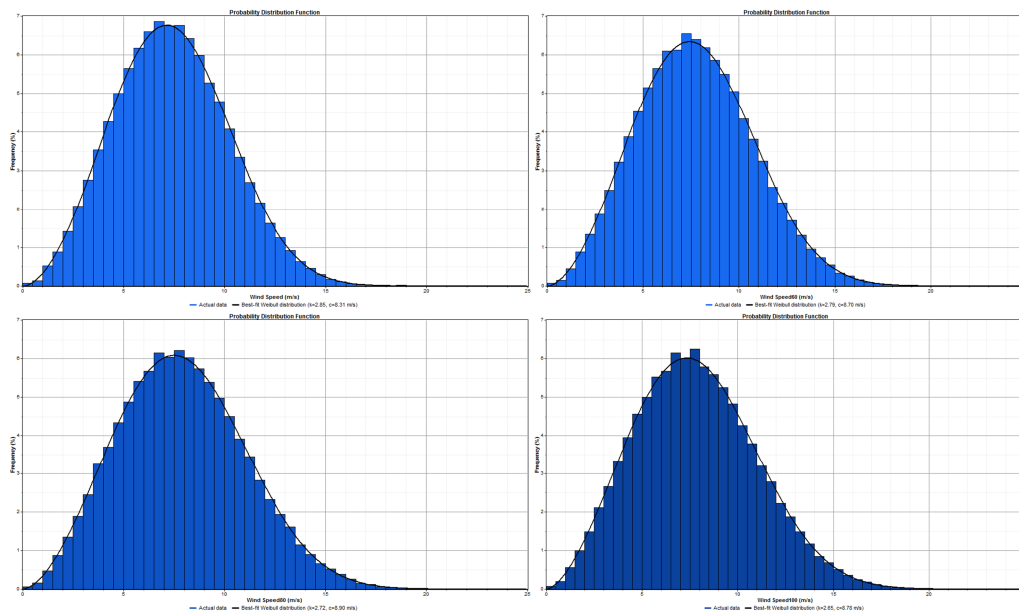


Figura 4.4: Distribuciones de probabilidad para las alturas de 40, 60, 80 y 100 metros respectivamente. Gráficas obtenidas con Windographer.

TABLA 4.1: Parámetros de forma y escala para las distintas alturas		
Altura del sensor [m]	K (forma)	A (escala)
40	2,85	8,31
60	2,79	8,71
80	2,72	8,90
100	2,64	8,78
Media	2,75	8,68

### 4.3 Densidad energética

Una vez se dispone del perfil vertical del viento y de la distribución de probabilidades del mismo, se puede calcular tanto la energía cinética media del viento como el tipo de viento que es.

La densidad energética, en este caso, se calcula a partir de la distribución frecuencial de las velocidades de viento, no de la velocidad media anual. El cálculo se realiza del siguiente modo:

$$\bar{D} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \bar{u}^3$$

donde

$\bar{D}$	Densidad energética media [W/m <sup>2</sup> ]
$\rho$	Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]
$\bar{u}$	Velocidad del aire media [m/s]

Del mismo modo, la velocidad media del aire se calcula del siguiente modo (en este caso, al cubo):

$$\bar{u}^3 = \int_0^{\infty} u^3 \cdot f(u) \cdot du$$

Donde  $f(u)$  es la expresión de la distribución de probabilidad de Weibull para la altura correspondiente al estudio. Los cálculos se pueden realizar con Windographer, de modo que se obtienen los siguientes resultados:

TABLA 4.2: Densidad energética del viento para varias alturas	
Altura [m]	D. energética [W/m <sup>2</sup> ]
40	244
60	284
80	307
100	300

Se puede, además, obtener datos del contenido energético medio del viento para un periodo de un año, el cual se muestra en la siguiente tabla:

TABLA 4.3: Contenido energético del viento para varias alturas	
Altura [m]	Cont. energético [kWh/m <sup>2</sup> /año]
40	2141
60	2487
80	2689
100	2629

## 4.4 Conclusiones

Los datos obtenidos del análisis mediante Windographer (se puede consultar el informe entero del estudio en el *Anexo VIII*) muestran que la zona de estudio cumple prácticamente los requisitos mínimos para poder albergar una instalación eólica. Para que un proyecto eólico sea rentable, se calcula que se necesita una densidad energética mínima que sea superior a 290 kW/m<sup>2</sup>, como factor determinante.

La zona de estudio cumple esa condición para una altura de buje de unos 80 m, altura muy común dentro de los aerogeneradores de gran tamaño. Si se ensaya el rendimiento de un generador con los datos disponibles, se comprueba que se llegan a

obtener factores de planta<sup>24</sup> del orden del 32% (las implicaciones de este factor de planta se discutirán en el apartado 7.1), con una producción energética del orden de los 4278 MWh anuales, para un aerogenerador de 1,5 MW<sup>25</sup> de potencia nominal, producción que entra dentro de lo previsto para una turbina de esas características.

Es por todo ello que, si bien la producción que se predice está condicionada por la baja densidad del aire disponible en la zona, a priori y sin tener en cuenta factores técnicos o económicos, la zona es apta para la instalación de aerogeneradores de gran tamaño.

---

<sup>24</sup> El factor de planta es el cociente de la energía producida en un determinado periodo (generalmente un año) por una planta de generación entre la energía que esta última hubiese generado en caso de funcionar a plena carga en condiciones nominales de forma ininterrumpida. Se expresa en porcentaje. Para un parque eólico el factor de planta suele variar entre el 20% y el 45%.

<sup>25</sup> Resultados correspondientes a la simulación con un aerogenerador Acciona AW82/1500 IIIb

## 5. Experiencias de proyectos eólicos a grandes alturas.

En este apartado del proyecto se tratará de recopilar, analizar y tratar de extraer alguna conclusión acerca de la bibliografía disponible en referencia a experiencias en altura de aerogeneradores de gran potencia. Los dos casos más notables son los siguientes:

1. Veladero, Argentina, 4.300m<sup>26</sup>.
2. Estudio de la zona de Antofagasta por parte del Dewi, 4620m<sup>27</sup>.

### 5.1 El Veladero, Argentina (4300 m s.n.m.)

La mina de “El Veladero” se encuentra ubicada en el departamento Iglesia, provincia de San Juan, Argentina. La mayor actividad de la mina está referida a la extracción de plata y de oro por parte de la empresa Barrick.



*Figura 5.1: Foto del aerogenerador de DeWind operando en El Veladero: Fuente: Barrick*

---

<sup>26</sup> DeWind D8.2 HE 50Hz Veladero, Argentina, January 2009 Update

<sup>27</sup> High altitudes Chile, DEWI-DD08-019.05

En las proximidades de la mina, a unos 4300 m s.n.m, se instaló a finales de 2007 un aerogenerador de 2MW de potencia nominal. El aerogenerador, modelo D8.2 HE de la compañía DeWind, lleva operando en la zona desde mediados de 2008. Forma parte de un sistema híbrido junto con un generador diésel de 14 MW.

La única publicación con datos e información acerca de la operación del aerogenerador está disponible en los sitios web tanto de Barrick como de DeWind (se puede consultar también en el *Anexo VII*). De todo el artículo, cabe destacar las siguientes particularidades del proyecto:

- La góndola del aerogenerador está situada a una altura de 65 m, cuando, habitualmente, se suele situar a una altura de 80 m de altura.
- La tensión del generador (síncrono) está elevada a 6,6 kV, que es la tensión de la red a la que está conectada, con el fin de no tener que utilizar transformadores.
- El aerogenerador utiliza una multiplicadora de velocidad variable hidráulica, con lo que evita la utilización de convertidores de potencia electrónicos.
- El generador se encuentra equipado con un sistema de aislamiento preparado para 15 kV, aunque el devanado, tal y como se ha explicado antes, esté preparado para funcionar a una tensión nominal de 6,6 kV.

En cuanto a los problemas inherentes a la baja densidad del aire, en el artículo se mencionan las siguientes características:

- Menor generación eléctrica para un régimen de viento dado, pero posibilidad de operar a mayor velocidad.
- Baja capacidad de refrigeración del aire.
- Reducción de la capacidad de aislamiento de los elementos aislantes.
- Problemas de aislamiento y de refrigeración de la electrónica de potencia.

Un dato curioso de la complicación de la instalación es el precio de la misma. A día de hoy, en un proyecto eólico, la instalación de cada MW de potencia equivale a un gasto aproximado de 1,3 millones de dólares<sup>28</sup>. Según Barrick, la empresa que opera en la mina, el

---

<sup>28</sup> Wind Turbine Technology, Hamad Hemami

proyecto eólico de “El Veladero” ha costado 8,5 millones de dólares, por lo que se han producido una serie de sobrecostos, muy posiblemente relacionados con el difícil acceso al lugar de operación y a las adaptaciones técnicas.

## 5.2 Antofagasta, Chile (4620 m s.n.m)

El instituto alemán de energía eólica (DEWI) realizó en 2009 un proyecto sobre los aspectos técnicos de la utilización de la energía eólica a grandes altitudes en Chile. Los análisis se centraron en la zona del desierto de Antofagasta, 4620 m s.n.m de media.

En cuanto a la generación eléctrica a esa altura, el proyecto apunta a que, para un parque de aerogeneradores a una altura aproximada de 4000 m, la producción energética anual sería un 30% menor que la del mismo parque sobre el nivel del mar.

Para la zona específica, será importante el uso de aerogeneradores adaptados al llamado “clima frío”<sup>29</sup>.

Uno de los puntos más destacados del proyecto es el que se refiere a las adaptaciones técnicas de las turbinas que se instalen en la zona. Aunque no se explica ninguna con precisión, el punto en cuestión habla de:

- Unidades de calefacción más grandes en la góndola y el eje principal
- Empleo de acero de baja temperatura
- Uso de lubricantes aptos para bajas temperaturas.
- Unidades de refrigeración más grandes para el generador y la multiplicadora.
- Utilización de diferentes materiales aislantes para el generador y el cableado en general.
- Adaptación de los parámetros de control de la operación generadora.

Por último, el proyecto destaca la importancia de realizar las mediciones con mucha precaución, ya que las condiciones extremas de la zona de estudio pueden llevar a errores (heladas, aire seco) con consecuencias nefastas a la hora de predecir la generación potencial de la zona.

---

<sup>29</sup> IEC 61400-12-1



### 5.3 Conclusiones

Como se puede observar, ambos escritos hacen referencias a varios problemas específicos derivados de la operación en grandes altitudes. Aunque en el estudio de Antofagasta no se cuenta con experiencias reales sino con un estudio del terreno, las referencias a la baja producción eléctrica, así como la baja eficiencia refrigerante del aire o la instalación de aislantes específicos son constantes.

A la hora de realizar el estudio de la detección de los problemas técnicos, por lo tanto, habrá que tener en cuenta todas las peculiaridades que se apuntan en ambos artículos, ya que son problemas que, posiblemente, se encuentren también asociados a la generación eléctrica en Corpa Grande.

## 6. Elección del aerogenerador

Una vez expuestas las condiciones de la zona del estudio y haber valorado experiencias a grandes alturas, hay que valorar los distintos tipos de turbinas disponibles, de forma que se encuentre la más adecuada para la zona.

Para ello, se van a tener en cuenta diversos criterios y tipos de configuraciones disponibles en el mercado. Se va a utilizar la base de datos del software Windographer para realizar una criba entre los distintos tipos de aerogeneradores disponibles y elegir el más adecuado, de forma que se pueda analizar la respuesta del mismo en las condiciones del estudio.

### 6.1 Potencia del aerogenerador

La potencia del aerogenerador, para este caso concreto, va a venir limitada por las condiciones del entorno. Hay que tener en cuenta que Bolivia es un país en vías de desarrollo y por lo tanto las infraestructuras existentes pueden no ser suficientes para determinadas situaciones.

En este caso, la instalación de un parque de aerogeneradores implica el transporte de mucha maquinaria pesada y de componentes muy voluminosos (palas de aerogeneradores, grúas etc.). La carencia de este tipo de instalaciones hace que las carreteras bolivianas no estén preparadas para el transporte de mercancías muy voluminosas. La modificación de los viales supondría un sobre costo muy considerable para el posible proyecto, por lo que la potencia de la máquina a estudiar no superará los 2 MW.

### 6.2 Configuración del generador

Uno de los criterios que se utilizarán para seleccionar la máquina a analizar va a ser la configuración relativa del generador.

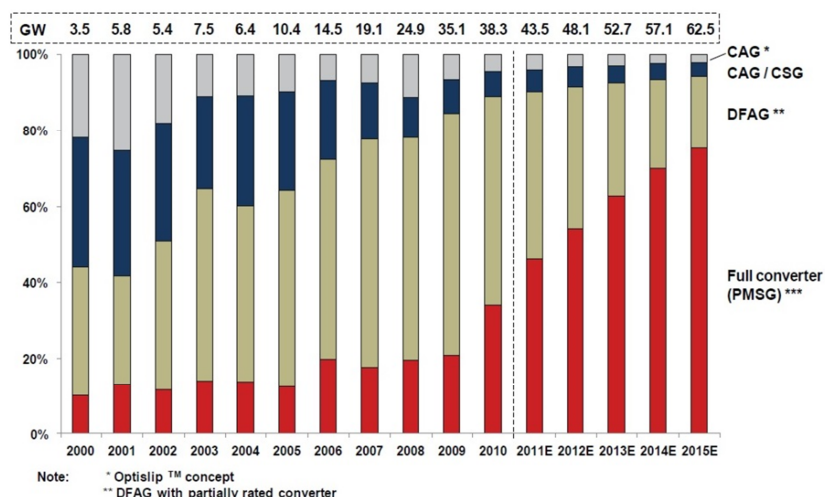


Figura 6.1: Evolución y predicción de los tipos de aerogeneradores instalados:

-Rojo: Máquinas de accionamiento directo

-Marrón: Máquinas doblemente alimentadas

-Gris y azul: Máquinas de velocidad fija

En la actualidad existen básicamente tres tipos de configuraciones para aerogeneradores de gran tamaño; las máquinas de velocidad fija, los generadores doblemente alimentados y los de accionamiento directo.

## 6.2.1 Máquinas de velocidad fija:

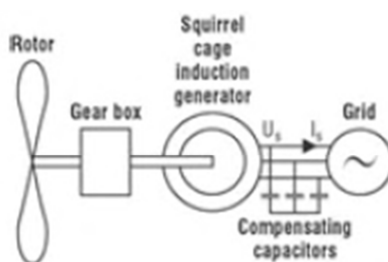


Figura 6.2: Esquema de un aerogenerador de velocidad fija

Las turbinas de velocidad fija están compuestas por un rotor (palas) y un generador de inducción de jaula de ardilla, conectados a través de una multiplicadora. El bobinado del estator del generador se conecta directamente a la red. El deslizamiento del generador varía con la energía generada, por lo que la velocidad de giro no es, de hecho, constante. Sin

embargo, como las variaciones de velocidad son muy pequeñas (apena de un 2,1%), son turbinas consideradas de velocidad fija.

La ventaja de este tipo de configuraciones es que su construcción es relativamente sencilla, por lo tanto, el precio tiende a ser ligeramente inferior.

Entre las desventajas, cabe destacar que estas máquinas han de ser mecánicamente más robustas que el resto, ya que la velocidad del rotor ha de permanecer prácticamente invariable. Las fluctuaciones en la velocidad del viento se traducen directamente en las fluctuaciones del par del tren y en mayores cargas estructurales.

Por otra parte, los generadores de este tipo de configuración atraen la potencia reactiva de la red, lo cual no es deseable, especialmente en redes débiles, como es el caso del estudio. Este consumo de energía reactiva suele compensarse con el uso de bancos de condensadores.

Tal y como se puede observar en la figura 6.1, a día de hoy únicamente el 15% de los aerogeneradores de gran potencia instalados a nivel mundial son de velocidad fija.

### 6.2.2 Máquinas de velocidad variable:

Dentro de las máquinas de velocidad variable se van a encontrar dos tipos principales: Las máquinas doblemente alimentadas y las de accionamiento directo. Son las máquinas más utilizadas del mercado (tal y como se puede ver en la figura 6.1, abarcan el 85% de la energía producida por aerogeneradores de gran potencia) y su gran ventaja frente a las máquinas de velocidad fija es que son capaces de generar más energía para un régimen de viento dado.

Mediante este tipo de configuración además, el control de la potencia activa y reactiva generadas es fácilmente controlable.

### 6.2.2.1 Doblemente alimentadas:

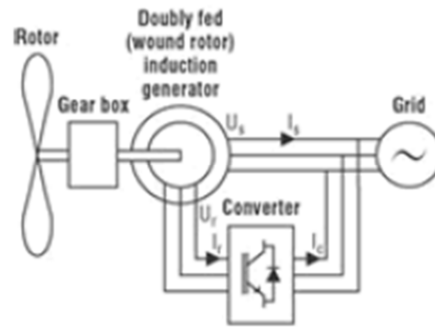


Figura 6.3: Esquema de un aerogenerador doblemente alimentado

Las turbinas de velocidad variable doblemente alimentadas o DFIG<sup>30</sup> están compuestas por un rotor (palas) conectado a una multiplicadora, la cual genera el giro del rotor. La máquina eléctrica que compone el sistema principal es una máquina asíncrona, la cual tiene el rotor conectado a un convertidor de potencia parcial mediante unos anillos rozantes. De este modo, se puede disociar la frecuencia eléctrica y mecánica del rotor, haciendo posible la operación a velocidad variable. El estator se conecta directamente a la red.

Una de las ventajas de este tipo de configuración es que el generador suele ser, normalmente, bastante estándar y pequeño, con lo cual reduce su precio. La electrónica de potencia es, además, menos compleja que la utilizada en los aerogeneradores de accionamiento directo. Es una tecnología ya muy desarrollada.

Las desventajas son que, aunque se puede controlar gran parte de la potencia reactiva, este control no es total (alrededor del 60%). El mantenimiento también es bastante laborioso, sobre todo por los anillos rozantes del generador y por la multiplicadora.

Se suele utilizar este tipo de solución en máquinas inferiores a los 3 MW de potencia nominal.

<sup>30</sup> DFIG: Double Fed Induction Generator

### 6.2.2.2 Accionamiento directo

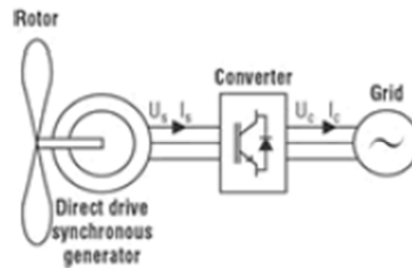


Figura 6.4: Esquema de un aerogenerador de accionamiento directo

Este tipo de aerogenerador está formado por el rotor principal (palas) el cual está directamente acoplado al rotor de un generador síncrono. El estator del mismo, a su vez, se conecta a un convertidor de potencia total, el cual está acoplado a la red. El convertidor permite disociar de forma total el generador de la red.

La principal ventaja de este tipo de generador es que el control de la potencia reactiva es total. Además, elimina la multiplicadora, lo que ahorra espacio en la góndola y mantenimiento.

Entre las desventajas de estos modelos cabe destacar la complejidad de los generadores síncronos utilizados, los cuales suelen ser bastante grandes (hay que tener en cuenta que la velocidad de giro del rotor es bastante pequeña, lo cual suele requerir máquina multipolo), lo que aumenta su peso. Otro inconveniente es que toda la potencia generada ha de pasar a través del convertidor de potencia, cosa que en las máquinas doblemente alimentadas no ocurre (pasa el 30% de la potencia, aproximadamente).

Este tipo de configuración es el más utilizado para máquinas con potencias nominales superiores a los 2 MW de potencia nominal.

## 6.2.3 Conclusiones

Habiendo valorado todos los aspectos, de cada uno de los tipos de configuraciones, parece claro que el aerogenerador a instalar deberá ser **doblemente alimentado**. Los motivos son:

- La potencia nominal del aerogenerador, la cual no superará los 2 MW, es típica en este tipo de configuraciones.
- La construcción es más sencilla y el precio más bajo que en los generadores de accionamiento directo.
- La electrónica de potencia es de menor tamaño que la de un aerogenerador de accionamiento directo, lo cual va a minimizar los problemas de la adaptación a la altura (los cuales se analizarán en apartados posteriores)

## 6.3 Tipo de control de las palas

Otro criterio a la hora de clasificar los aerogeneradores es en función del tipo de control que se ejerce sobre las palas del mismo.

Cuando el aerogenerador se encuentra trabajando en la zona de la potencia nominal zona, para diferentes velocidades de viento, va a haber que mantener la potencia generada constante. Es en este momento cuando entra en juego el control de las palas:

### 6.3.1 Control Stall

El control Stall funciona generando, tanto de forma pasiva o activa, pérdida de sustentación en las palas del aerogenerador.

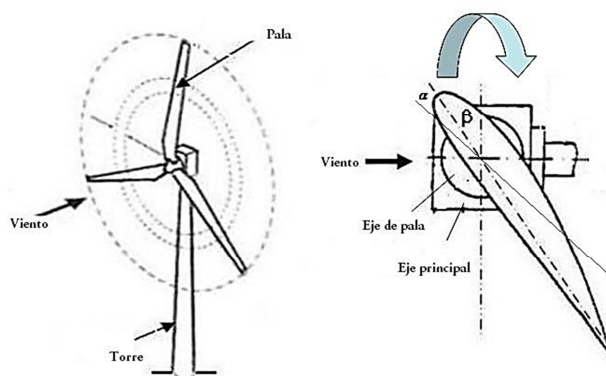


Figura 6.5: Funcionamiento de una pala controlada por Stall

Para ello, cuando la velocidad del viento aumenta por encima de la mínima para la potencia nominal del aerogenerador, las palas **aumentan** su ángulo de ataque  $\alpha$ , de forma que entran en pérdida parcial, generando menos sustentación. Este aumento del ángulo de ataque se puede realizar de forma pasiva o activa.

En la actualidad, este método es muy poco utilizado en grandes aerogeneradores, al contrario de los aerogeneradores de baja potencia, donde es utilizado muy frecuentemente.

Como ventajas, destaca que no necesita un sistema de giro de palas controlado como el caso del Pitch. Por otro lado, en cambio, no se puede controlar de forma precisa y además no se logra generar potencia nominal con vientos grandes.

### 6.3.2 Control Pitch

El control Pitch, al contrario que el Stall, no genera pérdidas aerodinámicas, sino que genera menos sustentación.

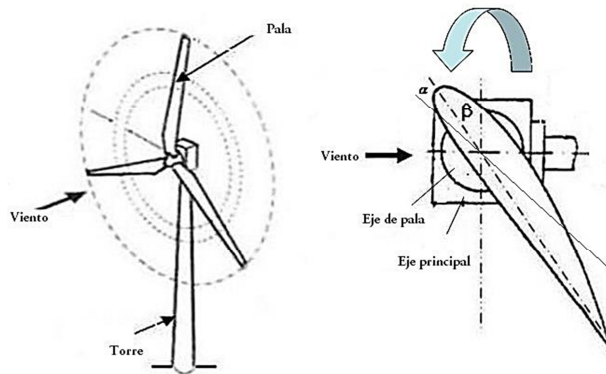


Figura 6.6: Funcionamiento de una pala controlada por Pitch

Cuando el aerogenerador empieza a generar la potencia nominal y la velocidad del viento aumenta, el eje de las palas empiezan a girar de forma que **disminuyen** el ángulo de ataque. De este modo, la sustentación disminuye, pero sin entrar en pérdida aerodinámica. Este control hay que llevarlo a cabo instalando unos ejes rotatorios en la base de las palas (sistemas yaw), lo que supone un sobre costo.



Este método es el más habitual dentro de los grandes aerogeneradores, ya que es más eficiente que el Stall y genera menos tensiones en vientos extremos.

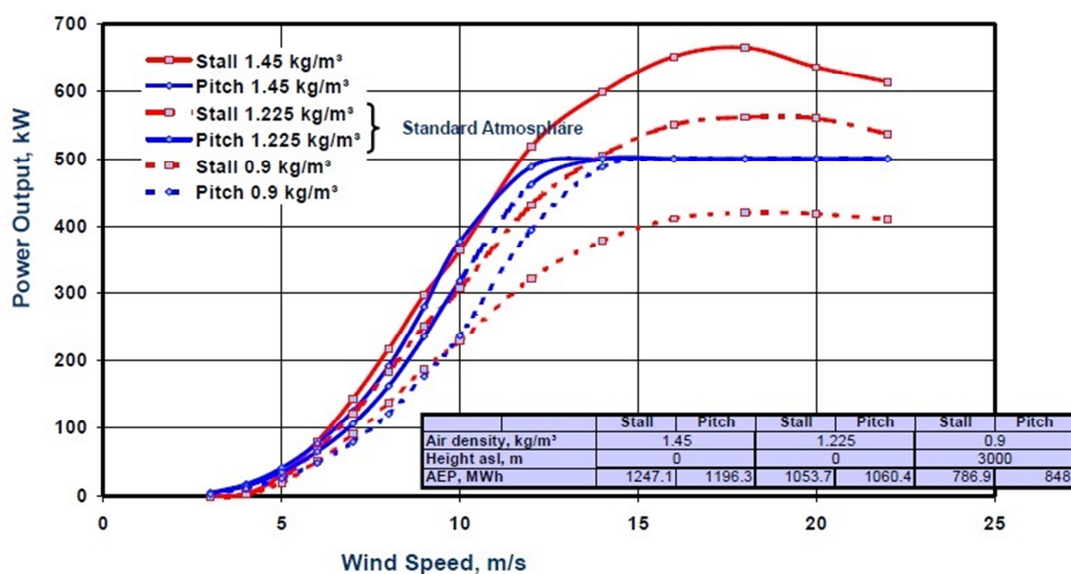


Figura 6.7: Comparación de curvas de potencias generadas por un aerogenerador Pitch (azul) y otro Stall (rojo) para diferentes densidades de aire.

Si se comparan ambos métodos de control (figura 6.7), se puede observar como para un mismo aerogenerador y en condiciones idénticas, al llegar a la velocidad nominal, el control pitch mantiene la potencia nominal en todo momento, mientras que el control Stall ejerce una gran variabilidad.

El control Stall, además, en condiciones de aire poco denso, no consigue llegar en ningún momento a la potencia nominal del generador.

Parece claro, viendo las curvas de potencia para aires de baja densidad, que el control Pitch es el más adecuado para la zona del estudio.

## 6.4 Clase de viento

La configuración de un aerogenerador también va a estar condicionada por el tipo de viento que se tenga en la zona donde este vaya a ser instalado. La IEC distingue cuatro tipos distintos de viento, en función de su intensidad:

TABLA 6.1: Tipos de viento IEC 64100-1ed3				
	$V_{med}$ : velocidad media máxima del viento [m/s]	$V_{ref}$ : máxima velocidad media en un intervalo de 10 min, en 50 años [m/s]	$V_{e50}$ : velocidad extrema en un intervalo de 3 s, en 50 años [m/s]	$V_{e1}$ : velocidad extrema en un intervalo de 3 s, en 1 año [m/s]
<i>IV</i>	6	30	42	31,5
<i>III</i>	7,5	37,5	52,5	39,375
<i>II</i>	8,5	42,5	59,5	44,625
<i>I</i>	10	50	70	52,5
<i>S</i>	*Valores especificados por el fabricante			

Se puede observar como para cada tipo de viento hay cuatro parámetros con diferentes valores en cada caso. Estos parámetros, aparte de definir las condiciones externas de la zona correspondiente, sirven para determinar las especificaciones del diseño del aerogenerador. Más concretamente, el tipo de viento para el que esté diseñada la turbina determinará el diseño estructural de la misma, con el fin de asegurar la operación en cualquier condición de viento de la zona.

Viendo la tabla 6.1 es fácil deducir que los tres últimos apartados no se pueden comprobar, ya que en la zona de estudio no existen mediciones reales y menos en un rango de 50 años.

En el caso particular de la zona de Corpa Grande, a una altura de 80 m (típica para el eje de un aerogenerador de gran potencia) y aceptando que los datos disponibles no son reales, se tiene una velocidad media que ronda los 8 m/s, lo que acercaría el terreno a una zona apropiada para aerogeneradores de clase II.

Aun así, las particularidades de esta zona, que hacen que la densidad del aire sea bastante más baja que la estándar, lo que hace que, en realidad, se puedan instalar turbinas

de clase mayor. Hay que tener en cuenta que los parámetros de los vientos se suponen medidos en condiciones estándar, esto es, con una densidad del aire de  $1,225 \text{ kg/m}^3$ . Si se tiene en cuenta la potencia del viento, uno con una velocidad de **6,54 m/s** en condiciones estándar (las de la norma IEC 64100-1ed3) tendrá la misma energía cinética que uno de **8 m/s** en las condiciones del altiplano.

Esto hace que los aerogeneradores del **tipo III** sean adecuados para las condiciones de la zona de análisis del proyecto.

## 6.5 Selección final

Una vez que se han expuesto los principales criterios de elección del aerogenerador, con el fin de poder analizar sus características técnicas y su curva de potencia, se va a seleccionar uno de los aerogeneradores que cumplen los mínimos descritos en los apartados anteriores disponibles en la base de datos de Windographer (la lista completa se puede consultar en el Anexo III).

Entre todas las candidatas, la turbina AW 82/1500 Class IIIb de Acciona, además de cumplir con todas las especificaciones, cuenta con un estator conectado a 12000 V, cosa que reduce ciertas pérdidas del generador (tal y como se verá en el *apartado 8.2.2*). Además, ha sido posible obtener datos y parámetros de este modelo de aerogenerador en la bibliografía disponible. Es por ello que el análisis de los posibles problemas se llevará a cabo sobre un aerogenerador genérico basado en este modelo, ya que, además de lo previamente dicho, se conoce su curva de potencia.

## 7. Detección de los problemas

La zona donde se pretende instalar el parque de aerogeneradores, tal y como se ha explicado previamente, se encuentra a 3844 m sobre el nivel del mar. En este apartado del proyecto se van a tratar de detectar posibles irregularidades técnicas de funcionamiento que pudieran aparecer en los componentes críticos de la turbina debido a estas condiciones.

Evidentemente, existen otros problemas asociados a la zona donde se pretende construir el parque, como por ejemplo problemas infraestructurales u organizativos, que escapen a la competencia de este proyecto.

### 7.1 Producción energética

La cantidad de energía cinética de una masa en movimiento se puede calcular de la siguiente forma:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

siendo

$E_c$	Energía cinética de la masa en movimiento [J]
$m$	Masa en movimiento [kg]
$v$	Velocidad de la masa en movimiento [m/s]

Si se deriva la ecuación anterior respecto del tiempo, se puede obtener la potencia de esa masa en movimiento, del siguiente modo:

$$P = \frac{dE_c}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot v^2$$

donde

$P$	Potencia instantánea de la masa en movimiento [W]
$\dot{m}$	Flujo másico [kg/s]

$t$  Tiempo [s]

Además, el flujo másico, en caso de atravesar de forma perpendicular una superficie de área constante, se puede expresar como:

$$\dot{m} = \rho \cdot s \cdot v$$

donde

$s$  Superficie que atraviesa el flujo másico [m<sup>2</sup>]

$\rho$  Densidad de la masa en movimiento [kg/m<sup>3</sup>]

Si se acepta que la densidad es constante y la velocidad es uniforme en todo el flujo, substituyendo, se obtiene la potencia instantánea del mismo:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot s \cdot v^3$$

De lo que se deduce que, para una masa de aire que atraviesa una superficie determinada, la potencia instantánea de la misma es proporcional a su densidad y a la tercera potencia de su velocidad.

Es fácil ver, pues, que una disminución de la densidad del aire afecta a la potencia instantánea de una determinada masa de aire en movimiento.

Para la zona de estudio del proyecto, tal y como se ha visto previamente, se tiene aproximadamente una densidad de aire de 0,832 kg/m<sup>3</sup>, una densidad que, en porcentaje, supone el 67.9 % de la densidad disponible en condiciones estándar.

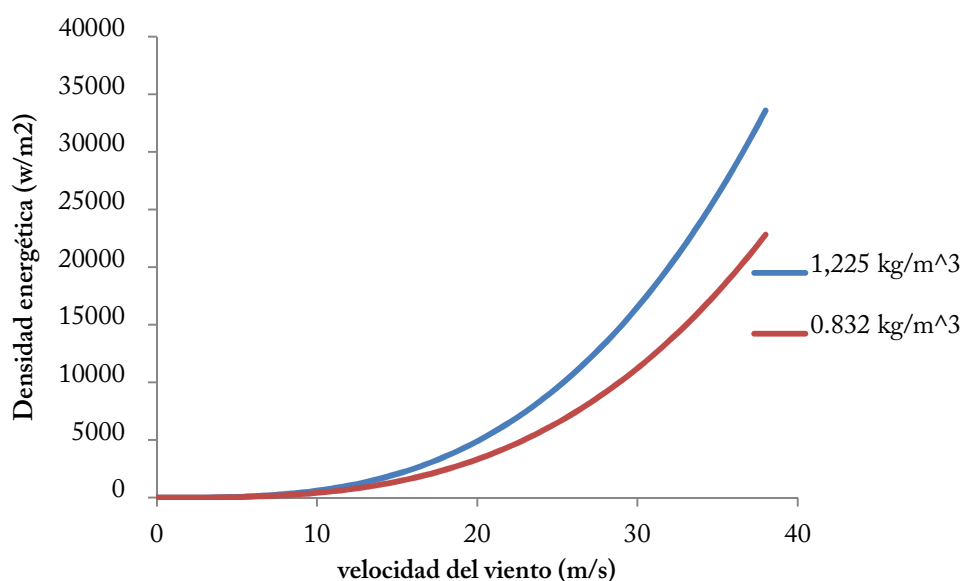


Figura 7.1: Densidad energética del viento para varias densidades

Si se enfrentan en un gráfico (figura 7.1) la potencia disponible de un flujo de aire a través de una superficie de 1 m<sup>2</sup> para las condiciones estándar y las de la zona de proyecto, se ve claramente como la potencia extraíble es menor en el flujo con menor densidad.

TABLA 7.1: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones		
	Energía anual producida [MWh]	Factor de planta <sup>31</sup>
<i>Cond. estándar</i>	5366,5	40,8%
<i>Cond. zona de estudio</i>	4191,4	31,9%

<sup>31</sup> El factor de planta es el cociente de la energía producida en un determinado periodo (generalmente un año) por una planta de generación entre la energía que esta última hubiese generado en caso de funcionar a plena carga en condiciones nominales de forma ininterrumpida. Se expresa en porcentaje. Para un parque eólico el factor de planta suele variar entre el 20% y el 45%.

Si se compara el rendimiento del aerogenerador, utilizando Windographer, entre las condiciones de Corpa Grande y el mismo régimen de vientos a nivel del mar (tabla 7.1), se observa como:

- La energía anual producida es **22%** menor en la zona de estudio.
- El factor de planta solo llega al **78,2%** del factor que se encuentra en condiciones estándar.

## 7.2 Mala refrigeración de los equipos

El funcionamiento de ciertos componentes del aerogenerador va a tener asociadas cierto número de pérdidas, la mayoría de las cuales en forma de calor, ya sea por fricciones entre elementos mecánicos o por el funcionamiento de ciertos circuitos eléctricos. Estas pérdidas van a ser evacuadas, generalmente, utilizando sistemas de refrigeración de convección forzada, siendo el aire el principal refrigerante.

Un problema asociado a la baja presión del aire va a ser la disminución de la densidad del mismo. Esta bajada de la densidad del aire va a hacer que los equipos de refrigeración resulten menos eficientes que en condiciones estándar. Hay que tener en cuenta que un caudal volumétrico de aire dado transportará menos masa conforme su densidad disminuya. Además, ciertas propiedades del aire cruciales para el intercambio de calor mediante convección se ven afectadas con la variación de la presión<sup>32</sup>.

En los subapartados siguientes se va a tratar de diseñar modelos térmicos para cada uno de los elementos implicados. Se dimensionarán, del mismo modo, sistemas de refrigeración para resolver el problema de calor para condiciones estándar. Para finalizar, se probarán los modelos validados para las condiciones de la zona de estudio, para ver de qué forma estas afectan al comportamiento del modelo planteado.

---

<sup>32</sup> Se profundizará en este aspecto en los apartados posteriores.

## 7.2.1 Multiplicadora

### 7.2.1.1 Introducción

Dentro de la multiplicadora se producen pérdidas por calor, principalmente debidas al contacto entre los engranajes. Al no producirse contacto perfecto entre las superficies de los mecanismos, se producen contactos con fricción, los cuales generan pérdidas en formas de calor. Para un generador asíncrono doblemente alimentado de 1,5 MW, se estima que las pérdidas en la multiplicadora son del orden de los 45 kW<sup>33</sup>.

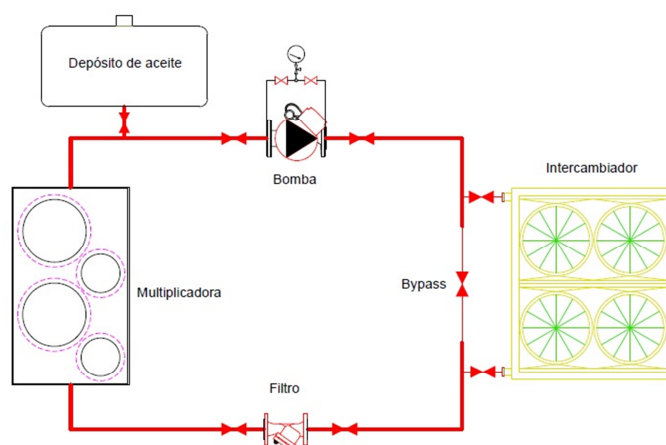


Figura 7.2: Esquema del circuito del lubricante

Este calor generado, es evacuado mediante el lubricante que hay dentro de la multiplicadora. Para ello, tal y como se ve en la figura 7.2, una bomba inyecta el aceite desde el depósito hasta el circuito de refrigeración. En la primera fase, el aceite para por un filtro para evacuar las posibles impurezas. De ahí, llega a la válvula bypass térmica, la cual tiene un sensor de temperatura. Cuando la temperatura del aceite es correcta, la válvula está a vierta y deja pasar el aceite hasta la multiplicadora, mientras que, si por el contrario, está a una temperatura más alta que la requerida, se cierra, forzando al aceite a circular por el intercambiador de calor.

<sup>33</sup> Fuentes: Lubrication Oil Filtration Systems for wind turbine gearboxes, Parker y Wind generation energy white paper, ECI.



### 7.2.1.2 Antecedentes

Para este tipo de sistemas, el intercambiador más habitual utilizado en la industria es el de tubos con aletas, que es un tipo de intercambiador de flujo cruzado. Para esta configuración, el aceite circula a través de los tubos y se hace circular un caudal de aire determinado de forma perpendicular a la dirección del flujo del aire mediante un ventilador axial, evacuando así el calor del aceite mediante convección forzada. Las placas, perpendiculares a los tubos, se colocan para aumentar el área de transferencia de calor.

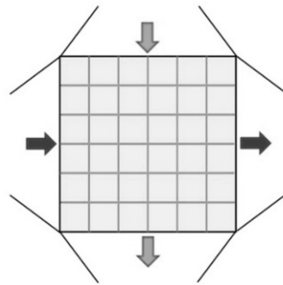


Figura 7.3: Esquema de un intercambiador de flujo cruzado sin mezcla

En este caso, y para simplificar cálculos, se va a diseñar un intercambiador de placas planas paralelas, también de flujo cruzado, que en la práctica es muy similar al de tubos con aletas.

Al no tener una referencia clara de partida, para realizar un modelo correcto del intercambiador, habrá que basarse en los modelos existentes en el mercado para este tipo de configuraciones.

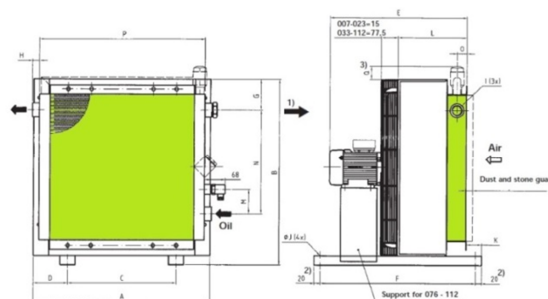


Figura 7.4: Plano de un intercambiador de calor aire-aceite comercial. La parte sombreada en verde corresponde con la zona donde se produce el intercambio calorífico

Para este caso, se toma como referencia un esquema de un intercambiador estándar dentro de los aerogeneradores de este tamaño (se suelen utilizar varios en serie), tal y como se muestra en la figura 7.4. Como se puede apreciar, la zona sombreada es la que corresponde al intercambiador de calor. El trabajo principal va a consistir en dimensionar el intercambiador y el caudal de aire que se haga pasar por él. Una vez diseñado, habrá que ver si con uno es suficiente o por el contrario hay que instalar varios de forma que el sistema funcione disipando los 45 kW que a evacuar.

### 7.2.1.3 Fundamentos teóricos

En el problema que se plantea lo único que se conoce es la descripción física del intercambiador (la cual estará basada en aproximaciones), como el número y tamaño de los conductos, número de pasos de tubos, número de pasos por la carcasa y las temperaturas de entrada de ambos fluidos (aceite y aire) a la entrada.

Con estos datos de partida, es posible obtener una ecuación de la transferencia de calor en la que no intervenga ninguna de las temperaturas de salida de los fluidos. Para ello habrá que hacer uso del concepto de eficacia del intercambiador que se define en la forma:

$$\text{Eficacia} = \varepsilon = \frac{\text{Velocidad real de transferencia de calor en el intercambiador}}{\text{Velocidad máxima posible de transferencia de calor}}$$

La eficacia compara, por lo tanto, la velocidad de transferencia térmica real, que es la absorbida por el fluido que se calienta, con la velocidad de transferencia térmica máxima que podría transmitirse en un intercambiador ideal en contracorriente de superficie infinita.

Se puede obtener la eficacia en función de las dos temperaturas de entrada y una de las de salida del siguiente modo:

$$\text{Si } (\dot{m}C_p)_c < (\dot{m}C_p)_f \Rightarrow t_{cs} \rightarrow t_{fe} \Rightarrow \dot{q}_{max} = (\dot{m}C_p)_c (t_{ce} - t_{fe})$$

$$\text{Si } (\dot{m}C_p)_f < (\dot{m}C_p)_c \Rightarrow t_{fs} \rightarrow t_{ce} \Rightarrow \dot{q}_{max} = (\dot{m}C_p)_f (t_{ce} - t_{fe})$$

donde

$(\dot{m}C_p)_c$	Capacidad térmica del flujo caliente [W/°C]
$(\dot{m}C_p)_f$	Capacidad térmica del flujo frío [W/°C]
$t_{cs}$	Temperatura del flujo caliente a la salida [°C]
$t_{ce}$	Temperatura del flujo caliente a la entrada [°C]
$t_{fs}$	Temperatura del flujo frío a la salida [°C]
$t_{fe}$	Temperatura del flujo frío a la entrada [°C]
$\dot{q}_{max}$	Calor máximo intercambiable ( <i>ideal</i> ) [W]

Una vez conocido lo anterior, la eficacia queda de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \begin{cases} \text{Si } (\dot{m}C_p)_c < (\dot{m}C_p)_f \Rightarrow \varepsilon = \frac{(\dot{m}C_p)_c (t_{ce} - t_{cs})}{(\dot{m}C_p)_c (t_{ce} - t_{fe})} = \frac{(t_{ce} - t_{cs})}{(t_{ce} - t_{fe})} \\ \text{Si } (\dot{m}C_p)_f < (\dot{m}C_p)_c \Rightarrow \varepsilon = \frac{(\dot{m}C_p)_f (t_{fs} - t_{fe})}{(\dot{m}C_p)_f (t_{ce} - t_{fe})} = \frac{(t_{fs} - t_{fe})}{(t_{ce} - t_{fe})} \end{cases}$$

Ahora, lo que se pretende encontrar es una función de la eficacia que dependa exclusivamente de parámetros conocidos del modelo. Para ello, hay que definir dos nuevas variables:

$$C_R = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \quad \text{Relación de capacidad}$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad \text{Número de unidades de transmisión}$$

De este modo, vamos a conseguir una función con la forma  $\varepsilon = f(C_R, NTU)$

La forma de la función dependerá de la configuración del intercambiador. En la teoría, la función se obtiene resolviendo el siguiente sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas:

$$\begin{cases} \dot{q} = (\dot{m}C_p)_c (t_{ce} - t_{cs}) \\ \dot{q} = (\dot{m}C_p)_f (t_{fs} - t_{fe}) \\ \dot{q} = \Delta t_m UA \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} (\dot{m}C_p)_f (t_{fs} - t_{fe}) = (\dot{m}C_p)_c (t_{ce} - t_{cs}) \\ \Delta t_m UA = (\dot{m}C_p)_c (t_{ce} - t_{cs}) \\ \Delta t_m = F(P, R) \Delta t_{m,ctr} \end{cases}$$

Para la configuración del intercambiador seleccionado, de flujo cruzado, la expresión final de la eficacia queda de la siguiente forma:

$$\varepsilon = 1 - e^{\{C_{RNTU}^{0,22} [e^{(-C_{RNTU}^{0,22})} - 1]\}}$$

Expresión válida para cualquier tipo de intercambiador de flujo cruzado.

Para obtener el coeficiente global de transferencia de calor habrá que basarse en la definición del mismo para configuraciones de paredes planas y paralelas, como es el caso del problema de estudio:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{aire}} + \frac{l}{k_{pared}} + \frac{1}{h_{aceite}}}$$

donde

$U$	Coeficiente global de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> °C]
$h_{aire}$	Coeficiente de convección del aire [W/m <sup>2</sup> °C]
$h_{aceite}$	Coeficiente de convección del aceite [W/m <sup>2</sup> °C]
$k_{pared}$	Conductividad térmica del intercambiador [W/m°°C]
$l$	Grosor de la pared [m]

En este caso, al ser las paredes de un grosor muy pequeño en comparación con la longitud de los conductos, se va a despreciar la resistencia térmica de la pared ( $k_{pared} \rightarrow \infty$ ).

Los coeficientes de convección del aire y del aceite dependen de sus propiedades físicas, de la configuración geométrica del intercambiador y de los caudales. El cálculo se realiza de la siguiente forma:

- Se obtiene el número de Reynolds<sup>34</sup> correspondiente al fluido en cuestión mediante la siguiente fórmula:

---

<sup>34</sup> El número adimensional de Reynolds es la razón entre las fuerzas de inercia frente a las viscosas y define el régimen del flujo.

$$Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu}$$

donde

$Re_{d_h}$	Número de Reynolds
$v$	Velocidad del fluido [m/s]
$d_h$	Diámetro hidráulico del conducto [m]
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido [m <sup>2</sup> /s]

- Se halla el número de Nusselt<sup>35</sup> con la expresión experimental de Dittus-Boelter, válida para la transferencia de calor en el interior de conductos:

$$Nu_{d_h} = 0,023 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \cdot Pr^n$$

donde

$Nu_{d_h}$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandtl <sup>36</sup>

- Una vez se han hallado los número adimensionales previos, el coeficiente de convección se halla del siguiente modo:

$$h = \frac{Nu_{d_h} \cdot k}{d_h}$$

donde

$k$	Conductividad térmica del fluido [W/m°C]
-----	--

#### 7.2.1.4 Planteamiento del problema

Una vez se han descrito la teoría de la ciencia que rige el problema, se pasará a plantearlo de la forma más adecuada posible. Para empezar, hay que determinar las dimensiones del intercambiador. Como se ha dicho antes, las aproximaciones se basará en

---

<sup>35</sup> El número adimensional de Nusselt expresa la mejora de la transferencia de calor a través de una capa de fluido cuando existe una convección respecto a cuando existe solo convección.

<sup>36</sup> El número adimensional de Prandtl es el cociente entre la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento y la velocidad de difusión del calor.

intercambiadores existentes. Tras varias pruebas, se considera el intercambiador de figura 7.5.

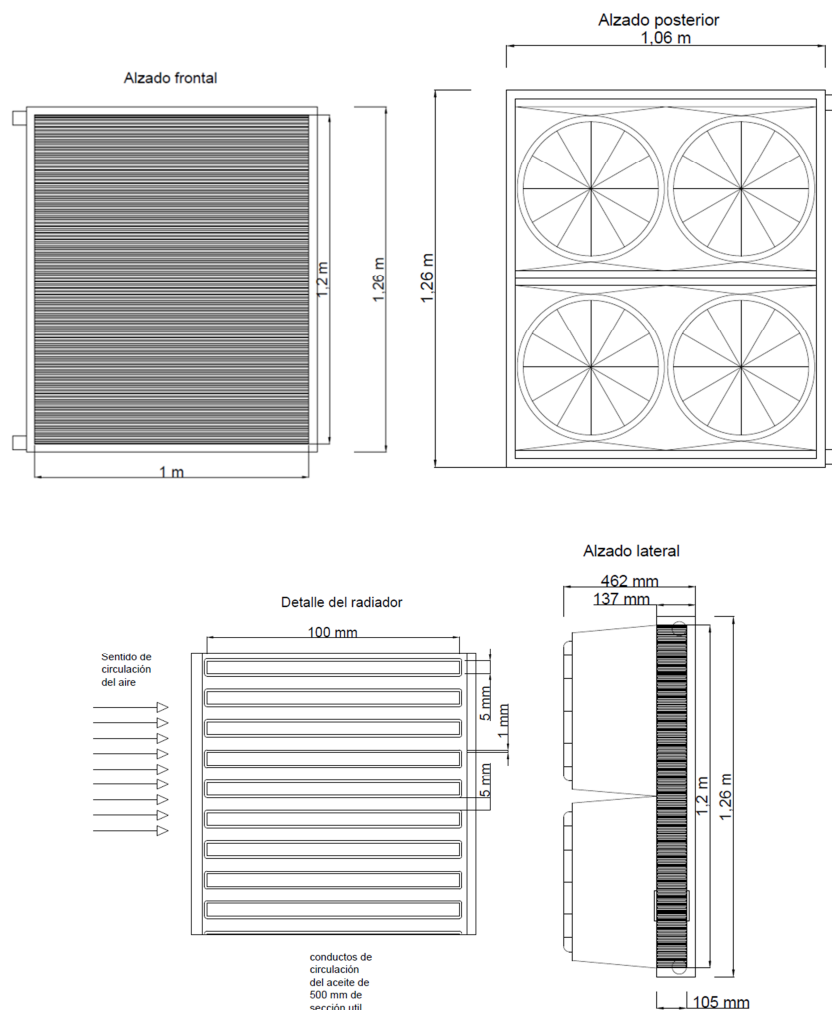


Figura 7.5: Planos con las dimensiones del intercambiador a utilizar

A continuación, hay que conocer las temperaturas de entrada de ambos fluidos así como los caudales totales de cada fluido.

## Aire

La temperatura de entrada del aire va a venir determinada por las condiciones extremas que se puedan encontrar en el entorno. Hay que tener en cuenta que el caudal del aire que se forzará a fluir por el intercambiador es tomado del exterior de la góndola. Como la zona se considera de clima frío, la máxima temperatura que se toma es de 30°C.

El caudal elegido para el intercambiador, en concordancia con los modelos comerciales existentes, será de 7,575 m<sup>3</sup>/s. Las propiedades del aire serán tomadas a

condiciones estándar. Para la segunda parte del problema, se impondrán las particularidades de Corpa Grande, para ver de qué forma afecta la bajada de presión al funcionamiento del intercambiador.

### Aceite

La temperatura del aceite a la entrada va a depender del tipo de aceite escogido. Para este tipo de aplicaciones y esta potencia, uno de los aceites más comúnmente utilizado es el ISO-VG 320<sup>37</sup>. Este tipo de aceite está normado<sup>38</sup> para tener una viscosidad dinámica de 32 cSt<sup>39</sup> a una temperatura de 40°C. A partir de los 80°C, las propiedades físicas varían de tal forma que dejan de ser adecuadas para esta aplicación, por lo que ese será el límite que se le imponga.

El caudal de aceite viene determinado por la potencia del generador. Para los generadores de 1,5 MW el flujo de aceite que se suele tomar como base en el circuito de refrigeración es de 125 l/min.

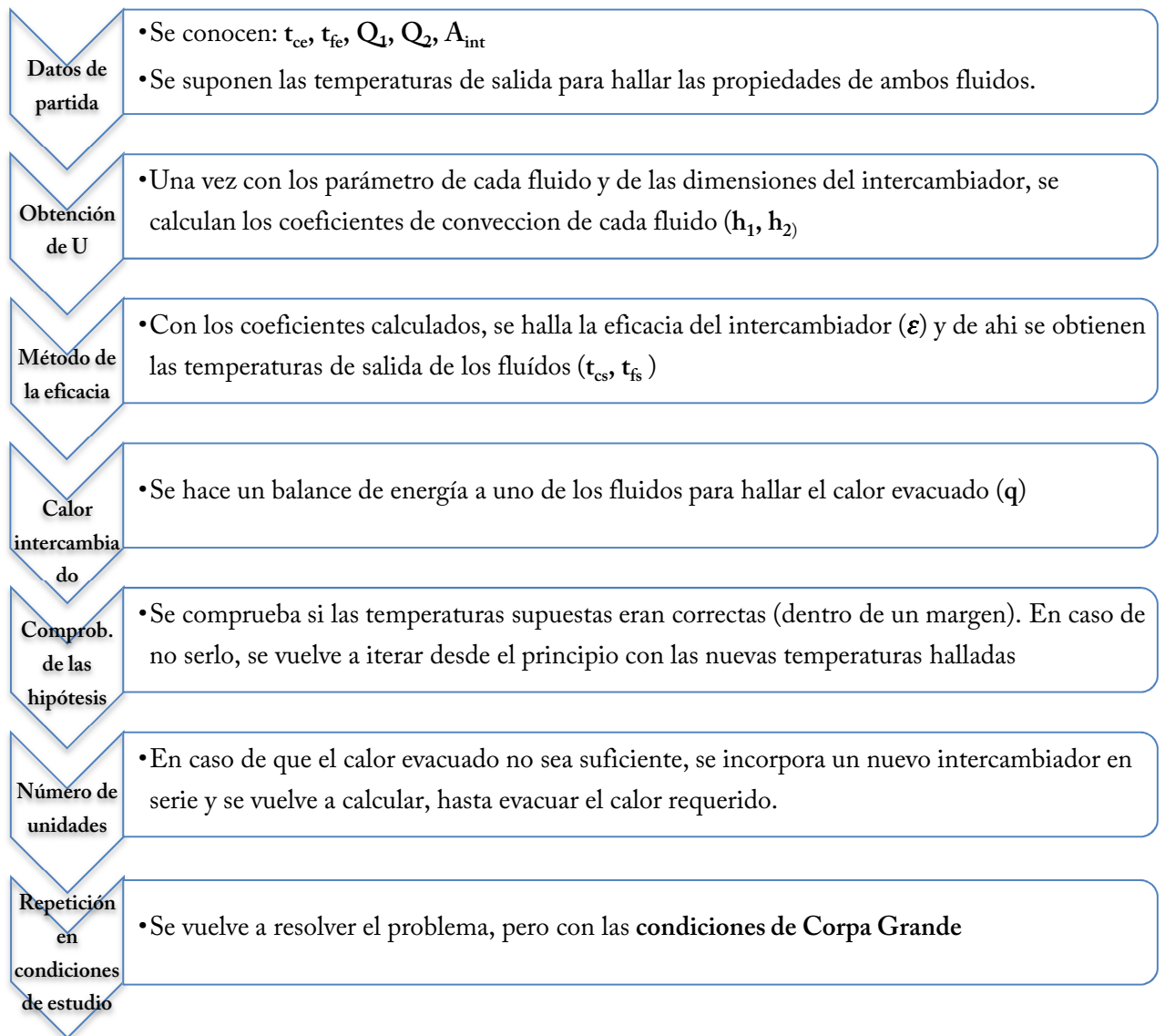
Una vez se tienen todos los datos del problema, hay que hallar el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador, para así poder determinar la eficacia del mismo. El diagrama de flujo del problema es el siguiente:

---

<sup>37</sup> Engineering Tribology, Gwidon W. Stachowiak and Andrew W. Batchelor

<sup>38</sup> ISO 3448:1992

<sup>39</sup> cSt: Centistoke, una unidad de medida de la viscosidad cinemática. Equivale a  $10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s



### 7.2.1.5 Resultados

Los resultados para ambos casos se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 7.2: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones				
<i>Cond. estándar</i>	$Q_{aire}$ [m <sup>3</sup> /s]	$t_{aire}$ salida [°C]	$P_{evacuada}$ [kW]	$\eta$ [%]
	7,575	67,9	41,2	100
<i>Cond. zona de estudio</i>	7,575	69,4	36,11	87,6



Como se puede comprobar, la disminución de la densidad del aire conlleva una reducción del rendimiento del intercambiador de aproximadamente 12,4%. Se pueden consultar los cálculos del problema en el *Anexo III*.

## 7.2.2 Generador

### 7.2.2.1 Introducción

En todo proceso de transformación de la energía se produce una diferencia entre la potencia que entrega el equipo para su utilización (Potencia útil, la cual es el producto deseado) y la potencia que absorbe. A esta diferencia de potencias se le llama pérdidas.

Dentro del generador van a aparecer una serie de pérdidas, tanto mecánicas como asociadas al circuito eléctrico como al magnético. Todas ellas van a ser en forma de calor, lo que acarrea que, de no ser evacuadas de forma correcta, sobrecalentarán la máquina.

#### Pérdidas eléctricas

Las pérdidas eléctricas o pérdidas en el cobre, van a ser debidas al fenómeno por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan. Este fenómeno es conocido como el efecto joule, y provoca pérdidas en los devanados del generador (tanto del rotor como del estator).

Las pérdidas son modelizadas mediante la siguiente ecuación:

$$P_{cu} = I^2 \cdot R$$

donde

$P_{cu}$	Pérdidas de Joule [W]
$I$	Corriente que circula por el conductor [A]
$R$	Resistencia del conductor [ $\Omega$ ]

La ecuación anterior se utiliza para determinar las pérdidas que se generan en un

determinado conductor. Para hallar la resistencia del conductor en cuestión, se utiliza la siguiente fórmula

$$R = \frac{l}{s \cdot \sigma}$$

donde

$l$	Longitud del conductor [m]
$s$	Sección del conductor [m <sup>2</sup> ]
$\sigma$	Conductividad del conductor [1/Ωm]

Para el caso del generador, los devanados del mismo son los elementos conductores donde se producen las pérdidas. En aplicaciones de baja potencia, los devanados suelen estar compuestos por arrollamientos de hilo de un metal con una conductividad elevada.

Por otra parte, para aplicaciones con potencias superiores a 1 MW, como es el caso del generador estudiado de esta potencia, estos conductores suelen ser pletinas de cobre.

### Pérdidas magnéticas

Las pérdidas magnéticas o pérdidas en el hierro se producen en el circuito magnético del generador, tanto en el rotor como en el estator. Se dividen en dos tipos:

- Pérdidas por histéresis

Es la energía necesaria para mover los magnéticos de los dominios durante un ciclo de magnetización de la máquina. Estas pérdidas son proporcionales a la frecuencia y, prácticamente, al cuadrado de la densidad de flujo máxima. En el *anexo II* se puede encontrar una explicación más detallada de este tipo de pérdidas

- Pérdidas de Foucault

Al someter al material ferromagnético a campos magnéticos variables, dentro del mismo se inducen diferencias de potencial, lo que originan corrientes parásitas en su interior. Estas corrientes producen, del mismo modo que las corrientes que pasan por los devanados, pérdidas de calor por el efecto Joule.

Las pérdidas de Foucault, por unidad de volumen, son proporcionales al cuadrado de la densidad del flujo máximo, de la frecuencia y del espesor del núcleo magnético.

Estas pérdidas se minimizan, entre otras cosas, laminando el núcleo magnético,

### Pérdidas mecánicas

Son las pérdidas debidas a las partes en movimiento de la máquina, principalmente:

- Rozamientos en los cojinetes de apoyo del rotor.
- Rozamientos de las escobillas sobre los anillos rozantes.
- Rozamiento de las partes móviles.

En este caso concreto, tal y como se mostrará más adelante, las pérdidas mecánicas son muy pequeñas en comparación con las anteriores, por lo que, a efectos prácticos, se va a despreciar.

#### 7.2.2.2 Antecedentes

En este tipo de configuraciones, la evacuación de calor se lleva a cabo a través de un intercambiador de calor, cuyas características vienen marcadas por la norma internacional IEC 60034-6.

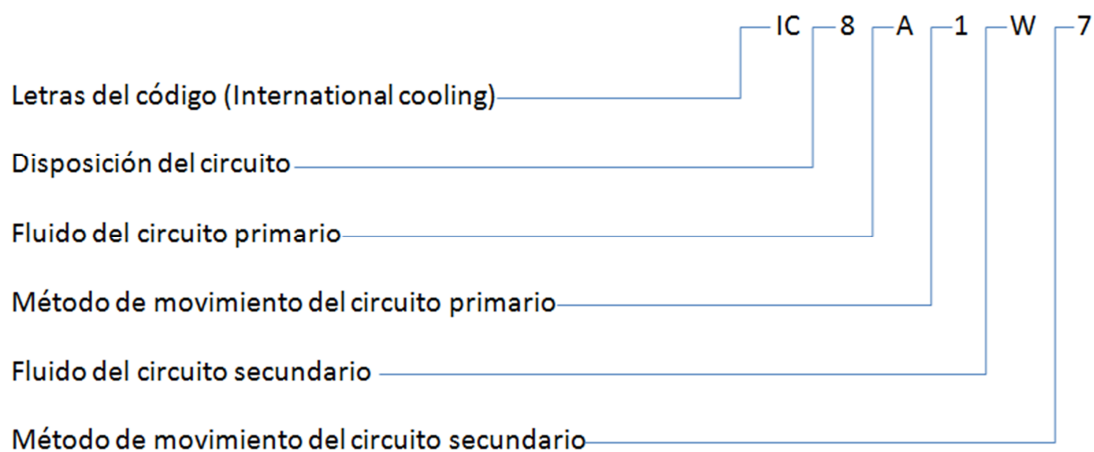
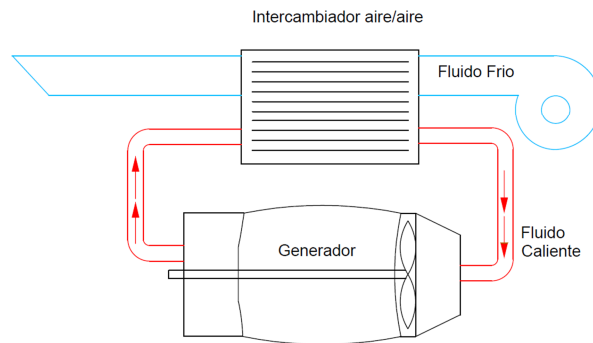


Figura 7.6: Explicación de la nomenclatura IEC 60034-6 para intercambiadores de calor en máquinas eléctricas

Para este tipo de aerogenerador, la configuración más frecuente es la **IC 6A6A6**, lo cual indica que se utiliza un intercambiador de calor montado, el cual no forma parte del generador. Los dos fluidos que atravesarán el intercambiador circularán forzados gracias a dos ventiladores externos.



*Figura 7.7: Esquema del circuito de refrigeración completo. En rojo, circuito primario cerrado. En azul, circuito secundario abierto*

El fluido caliente va a ser el aire que está en contacto con el generador, el cual se hará pasar por el intercambiador en un circuito cerrado (primario). El fluido frío va a ser también aire, que se tomará del exterior de la góndola y se expulsará al exterior una vez que haya pasado por intercambiador.

El objetivo de este apartado va a ser conseguir dimensionar un intercambiador que haga que el generador trabaje de forma correcta, evacuando todas las pérdidas de calor del mismo. También habrá que

### 7.2.2.3 Modelo eléctrico del generador

Para poder dimensionar de forma correcta el intercambiador, primero va a haber que conocer las pérdidas que se producen en el generador y el modo en el que han de ser evacuadas.

Para ello, se va a plantear el circuito eléctrico equivalente de una máquina asíncrona, de forma que se puedan estimar las pérdidas de forma precisa y donde se producen.

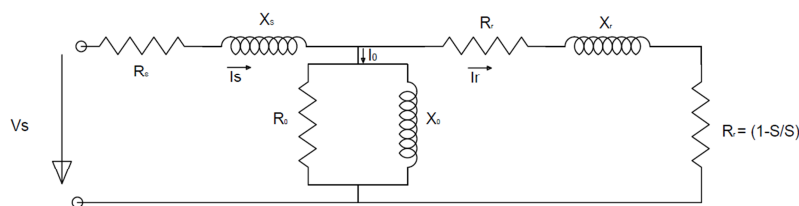


Figura 7.8: Circuito equivalente de la máquina asíncrona

El circuito equivalente de una máquina asíncrona en régimen permanente se puede representar tal y como se muestra en la figura 7.8. Se tiene que:

$R_s$	Resistencia del devanado del estator [ $\Omega$ ]
$X_s$	Reactancia de fugas del estator [ $\Omega$ ]
$R_r$	Resistencia del devanado del rotor referida al estator [ $\Omega$ ]
$X_r$	Reactancia de fugas del rotor referida al estator [ $\Omega$ ]
$R_o$	Resistencia de pérdidas magnéticas [ $\Omega$ ]
$X_o$	Reactancia de magnetización [ $\Omega$ ]
$s$	Deslizamiento de la máquina
$V_s$	Tensión por fase del estator [V]
$I_s$	Corriente del estator [A]
$I_o$	Corriente de vacío [A]
$I_{ro}$	Corriente de pérdidas de la corriente de vacío [A]
$I_{xo}$	Componente de magnetización de la corriente de vacío [A]
$I_r$	Corriente del rotor referida al estator [A]

Las resistencias  $R_s$ ,  $R_r$  y  $R_o$  son las causantes de las pérdidas en forma de calor que surgen en el generador. Las resistencias de ambos devanados causan las pérdidas en el cobre, mientras que la resistencia de pérdidas magnéticas crea las pérdidas en el hierro.

Para conseguir aproximar los valores típicos de un generador de 1,5 MW, va a haber que conocer una serie de parámetros aproximados de la máquina, los cuales han sido obtenidos de la publicación *Double feed induction machines*.

TABLA 7.3: Valores y características de los parámetros principales		
Parámetro	Valor	Característica
<i>Sincronismo</i>	1000 rev/min	Velocidad de sincronismo a 50 Hz
<i>Potencia nominal</i>	1,5 MW	Potencia activa nominal del estator
<i>Tensión nominal estator</i>	12000 V	Tensión de línea nominal del estator
<i>Tensión nominal rotor</i>	690 V	Tensión de línea nominal del rotor en reposo
<i>Par nominal</i>	9546 Nm	Par nominal del generador en modo motor
$p$	3	Número de pares de polos
<i>Conexión rotor</i>	Estrella	
$u$	17,39	
$s_N$	*	Deslizamiento en condiciones nominales
$R_s$	0,943 $\Omega$	Resistencia del devanado del estator
$X_s$	1,5 $\Omega$	Reactancia de fugas del estator
$R_r$	1,164 $\Omega$	Resistencia del devanado del rotor ref. al estator
$X_r$	2,5 $\Omega$	Reactancia de fugas del rotor ref. al estator
$R_o$	*	Resistencia de pérdidas magnéticas [ $\Omega$ ]
$X_o$	*	Reactancia de magnetización [ $\Omega$ ]
$\eta$	95,4%	Rendimiento en condiciones nominales

Como se puede observar en la tabla 7.3, hay parámetros que no están determinados. Va a haber que calcularlos para poder conocer el rendimiento de la máquina en condiciones nominales de funcionamiento.

Primero, se halla el deslizamiento nominal, partiendo del circuito equivalente simplificado (figura 7.9):

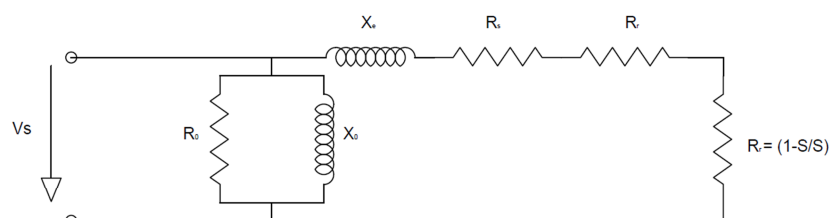


Figura 7.9: Circuito equivalente simplificado de la máquina asíncrona, donde  $X_e = X_r + X_s$

$$T_N = \frac{3 \cdot p \cdot \frac{R_s}{s_N} \cdot V_s^2}{\omega_s \left[ \left( \frac{R_r}{s} + R_s \right)^2 + X_e^2 \right]}$$

Despejando, se llega a:  $s_N = 0,008$

Ahora hay que deducir los valores de la resistencia y reactancia de magnetización.

Antes, se calcula la corriente nominal del estator:

$$P_N = 1500 \text{ kW} \rightarrow \text{se supone } \cos\varphi = 1 \rightarrow P_N = 3I_s V_s \rightarrow I_s = \mathbf{72,12 \text{ A}}$$

De aquí, se pueden deducir las pérdidas en el estator:

$$P_s = 3 \cdot I_s^2 \cdot R_s = \mathbf{14734,87 \text{ W}}$$

Calculada la corriente del estator también es posible calcular el módulo de la impedancia de vacío:

$$I_s = \frac{V_s}{Z_s + Z_r // Z_o} \rightarrow Z_o = \mathbf{261,439 \Omega}$$

donde

$Z_s$	Módulo de la impedancia total del estator [ $\Omega$ ]
$Z_r$	Módulo de la impedancia total del rotor referido al estator [ $\Omega$ ]
$Z_o$	Módulo de la impedancia total de magnetización [ $\Omega$ ]

De ahí, se hallan las corrientes de vacío y del rotor (referida al estator) mediante un divisor de corrientes:

$$I_o = \frac{Z_r}{Z_o + Z_r} \cdot I_s = \mathbf{26,08 \text{ A}} \rightarrow I_r = I_s - I_o = \mathbf{46,09 \text{ A}}$$

Las pérdidas en el rotor quedan, pues, del siguiente modo:

$$P_r = 3 \cdot I_r^2 \cdot R_r = \mathbf{7418,01 \text{ W}}$$

Las pérdidas en el hierro, por otra parte, quedan:

$$P_o + P_r + P_s = 6900 \rightarrow P_o = \mathbf{46847,12\ W}$$

Para acabar de obtener los parámetros del modelo, se tiene que resolver el siguiente sistema restante:

$$\begin{cases} 3 \cdot I_{ro}^2 \cdot R_o = 46847,12 \\ I_o \cdot \frac{X_o}{X_o + R_o} = I_{ro} \\ \sqrt{X_o^2 + R_o^2} = 261,43 \end{cases}$$

Se utiliza MATLAB para resolver el sistema, quedando los parámetros restantes del circuito definidos:

```
function [f]=ecuaciones_circuito(x)

f(1)=(3*(x(1)^2)*x(2))-46847.12;
f(2)=(26.08*x(3))/(x(3)+x(2))-x(1);
f(3)=(x(3)^2+x(2)^2)^0.5-261.43;
[x]=fsolve('ecuaciones_circuito',[1 1 1])
```

**x =**

8.0932    238.4079    107.2722

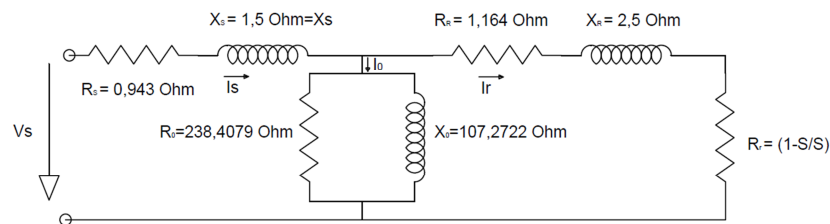


Figura 7.10: Circuito equivalente de la máquina asíncrona con los parámetros reales



#### 7.2.2.4 Modelo térmico del generador

Una vez que se conocen las pérdidas del generador y en qué zona del mismo se producen cada una de ellas, hay que plantear un modelo térmico del mismo, de forma que se pueda resolver el problema de la refrigeración.

A efectos prácticos, el generador asíncrono está formado por el rotor y por el estator. Para simplificar cálculos, se va a considerar el rotor como un cilindro perfecto el cual gira concéntrico al estator, una corteza cilíndrica también perfecta.

Obviamente, las dimensiones del modelo han de ajustarse lo máximo posible a la realidad. Gracias a los datos facilitados por un fabricante de generadores, las dimensiones aproximadas del generador van a quedar de la siguiente forma:

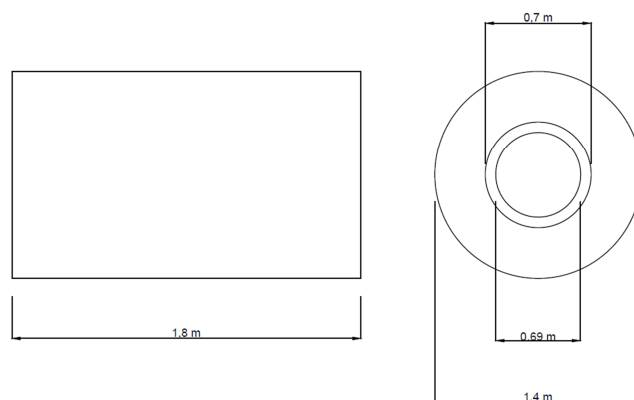


Figura 7.11: Dimensiones del modelo del generador. El valor del entrehierro es de  $\delta=5 \cdot 10^{-3}$  m. Diámetro externo del estator: 1,4m, Diámetro externo rotor: 0,69 m

#### Aproximaciones rotor

El rotor del generador está compuesto en su núcleo interior por chapas apiladas de acero al silicio, las cuales forman parte del circuito magnético del generador. En la periferia del rotor, existen unas ranuras donde se alojan las pletinas conductoras de cobre, las cuales forman el circuito eléctrico del rotor. Entre ellas, se colocan los aislantes, para que no exista contacto directo entre ellas.

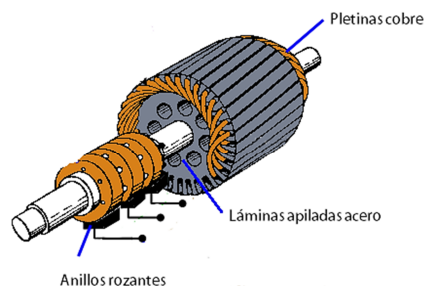


Figura 7.12: Esquema de un rotor real

Para el modelo térmico, se va a considerar el rotor como un cilindro perfecto formado por acero al silicio en su interior (mitad del radio del cilindro entero,  $R_1 = 0,1715$  m) y por cobre en el exterior (resto del cilindro  $R_2 = 0,345$  m). Como se verá más adelante, la transmisión de calor se va a producir en dirección puramente radial, por lo que la aproximación es bastante cercana a la realidad.

Las pérdidas de calor van a ser por unidad de volumen, es decir, se va a considerar que la generación de calor debida a las pérdidas es uniforme y constante para cada caso.

Es por ello que se va a tener que definir un nuevo parámetro, el calor generado:

$$\dot{g} = \frac{\text{Calor generado}}{\text{Volumen}} \quad \text{Generación de calor por unidad de volumen [W/m}^3\text{]}$$

En el caso del rotor:

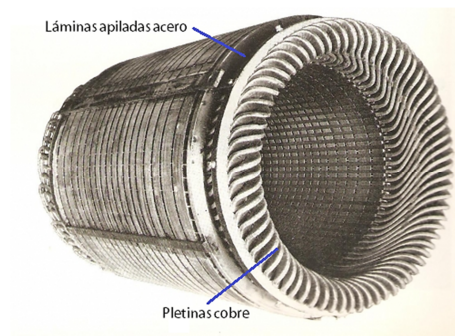
$$\dot{g}_1 = \frac{\text{Pérdidas magnéticas del rotor}}{\text{Volumen del circuito magnético}} = \frac{P_{or}}{\pi \cdot R_1^2 \cdot L} = 139204,2 \text{ W/m}^3$$

$$\dot{g}_2 = \frac{\text{Pérdidas eléctricas del rotor}}{\text{Volumen del circuito eléctrico}} = \frac{P_r}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot L} = 14819,8 \text{ W/m}^3$$

La evacuación de todo el calor generado va a realizarse mediante el aire forzado que será introducido en el entrehierro del generador por un ventilador. Se van a despreciar las pérdidas por radiación, ya que son mínimas.

### Aproximaciones estator

Del mismo modo que el rotor, el estator está compuesto por una serie de placas de acero al silicio apiladas, de tal forma que crean un tronco cilíndrico. En este caso, existen ranuras para alojar las pletinas conductoras, solo que en este caso están colocadas en el interior del tronco cilíndrico. Esa parte es la parte del circuito eléctrico del estator, mientras que la periferia forma el circuito magnético.



7.13: Esquema de un estator real

Las simplificaciones que se van a aplicar al estator son similares a las del rotor. Se va a considerar el circuito eléctrico un tronco cilíndrico perfecto formado por cobre ( $R_3=0,35$  m,  $R_4=0,525$  m) y el circuito magnético otro tronco cilíndrico formado por acero al silicio ( $R_5=0,7$  m). La unión entre ambos se va a considerar perfecta.

Las generaciones de calor para cada elemento van a aquedar de la siguiente forma:

$$\dot{g}_3 = \frac{\text{Pérdidas eléctricas del estator}}{\text{Volumen del circuito eléctrico}} = \frac{P_s}{\pi \cdot (R_4^2 - R_3^2) \cdot L} = 17015,8 \text{ W/m}^3$$

$$\dot{g}_4 = \frac{\text{Pérdidas magnéticas del estator}}{\text{Volumen del circuito magnético}} = \frac{P_{os}}{\pi \cdot (R_5^2 - R_4^2) \cdot L} = 19322,2 \text{ W/m}^3$$

Del mismo modo que antes, la evacuación de todo el calor generado por el estator se va a realizar por convección con la pared exterior. En la realidad, esto no es cierto del todo, ya que parte del calor también se va por el entrehierro. Aplicando esta simplificación, el aire necesario por el entrehierro será menor que el de la realidad, pero a cambio, se necesitará más caudal por el exterior, por lo que la simplificación es bastante precisa.

#### 7.2.2.5 Fundamentos teóricos

Una vez se tienen los parámetros principales del problema, se pasa a explicar los fundamentos teóricos donde se apoya el método de resolución.

Para empezar, se van a estudiar ambos elementos (tanto el rotor como el estator) de forma independiente. Los caudales de aire que se obtengan para cada uno de ellos se sumarán al final, ya que forman parte del circuito primario de refrigeración del sistema.

Para un cuerpo cilíndrico en estado estacionario, admitiendo que la transmisión de calor es exclusivamente radial y que la generación de calor es constante, la distribución de la temperatura del cuerpo se puede expresar en función del radio de este modo:

$$t(r) = -\frac{\dot{g}r^2}{4k} + C_1 \ln(r) + C_2$$

donde

$t(r)$	Temperatura cuando el radio tiene un valor de $r$ [°C]
$\dot{g}$	Generación de calor del cilindro [W/m³]
$r$	Radio [m]
$k$	Conductividad térmica del material [W/m°C]
$C_i$	Constante de integración

Es una expresión válida tanto para cilindros sólidos como para cortezas cilíndricas.

Además, utilizando esa expresión y teniendo en cuenta las condiciones de transmisión radial exclusiva y estado estacionario, se puede obtener el flujo de calor que atraviesa un área dada de un sólido del siguiente modo:

$$\dot{Q}_{conducción} = -k \cdot A \cdot \left. \frac{dt(r)}{dr} \right|_{r=R}$$

con

$\dot{Q}_{conducción}$	Flujo de calor que atraviesa el área [W]
$k$	Conductividad térmica del material [W/m°C]
$A$	Área que atraviesa el flujo de calor (superficie cilíndrica) [m <sup>2</sup> ]
$R$	Radio donde se encuentra el área atravesada [m]

Del mismo modo, se puede deducir la potencia calorífica total generada por un cilindro con generación de calor constante de la siguiente forma:

$$\dot{Q} = \dot{g} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot L$$

donde

$\dot{Q}$	Calor generado por todo el cilindro [W]
$\dot{g}$	Generación de calor del cilindro [W/m <sup>3</sup> ]
$R$	Radio del cilindro [m]
$L$	Longitud del cilindro [m]

Además, en caso de que un volumen de aire fluya de forma perpendicular al eje de un cilindro, se puede calcular todo el calor que es extraído por convección a través de la superficie del mismo del siguiente modo:

$$\dot{Q}_{convección} = h \cdot A(t_s - t_{\infty})$$

donde

$\dot{Q}_{convección}$	Calor generado por todo el cilindro [W]
$h$	Coeficiente de convección del flujo de aire [W/m <sup>2</sup> °C]
$A$	Área de la superficie del cilindro [m <sup>2</sup> ]
$t_s$	Temperatura de la superficie del cilindro [°C]
$t_{\infty}$	Temperatura del fluido [°C]

Del mismo modo que en el apartado 7.3.1 se ha visto, el coeficiente de convección del flujo de aire que fluye en perpendicular a un cilindro se puede expresar del siguiente modo:

$$h = \frac{Nu_{cil} \cdot k}{d_{cil}}$$

donde

$Nu_{cil}$	Número de Nusselt correspondiente al flujo perpendicular
$k$	Conductividad térmica del fluido [W/m°C]
$d_{cil}$	Longitud característica (diámetro) del cilindro [m]

Para el caso de flujo cruzado en cilindros, existe una expresión experimental conocida como la expresión de Churchill-Bernstein, en honor a sus descubridores. La expresión permite obtener el número de Nusselt de forma teórica del siguiente modo:

$$Nu_{cil} = \frac{h \cdot d_{cil}}{k} = 0,3 + \frac{0,62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

Expresión válida para  $Re \cdot Pr > 0,2$ ,

donde

$Re$	Número de Reynolds correspondiente al flujo perpendicular
$Pr$	Número de Prandtl

Para el dimensionamiento del intercambiador de color, habrá que basarse en los mismos principios teóricos de eficiencia que se utilizaron en el apartado 7.3.1 para resolver el intercambiador de la multiplicadora.

#### 7.2.2.6 Planteamiento del problema

El objetivo del problema es conseguir calcular los caudales de aire necesarios para evacuar todo el calor generado por el generador y que se consiga que el generador no rebase

la temperatura máxima de funcionamiento, que va a venir determinada por el tipo de aislante interno utilizado.

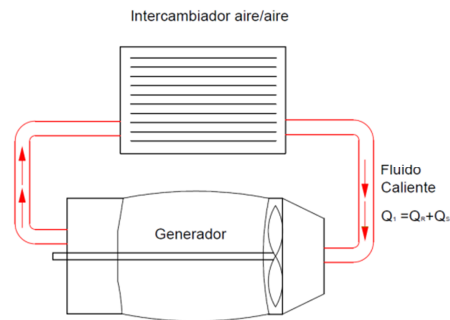
Es por ello que el problema va a tener dos partes. Primero habrá que hallar el caudal del circuito primario de refrigeración y, por último, calcular el caudal de aire del circuito secundario, para enfriar el aire del circuito primario. Este proceso se repetirá en condiciones estándar y en las de Corpa Grande.

Para conseguir plantear y resolver el problema, va a haber que plantear una serie de hipótesis de partida y de condiciones iniciales:

- La generación de calor en los cilindros es constante y uniforme en cada caso
- Las propiedades de los materiales son constantes para una temperatura dada
- Se desprecian los efectos del borde de los cilindros
- En conducción, el flujo de calor es exclusivamente radial
- La variación de la temperatura en el interior de los cilindros es exclusivamente radial
- Régimen estacionario
- Los flujos de aire que incidan sobre las superficies van a ser constantes y homogéneos
- Se considera el aire como un gas ideal con propiedades constantes en una temperatura dada

Tal y como se ha dicho antes, se van a estudiar por separado el estator y el rotor. El flujo de aire necesario para completar la evacuación de calor en ambos casos va a pertenecer al mismo caudal, por lo que se sumarán. Este caudal resultante, es el que forma parte del circuito primario del intercambiador de calor y es el fluido caliente que habrá que enfriar en el intercambiador. El cálculo del intercambiador va a ser la segunda parte del problema.

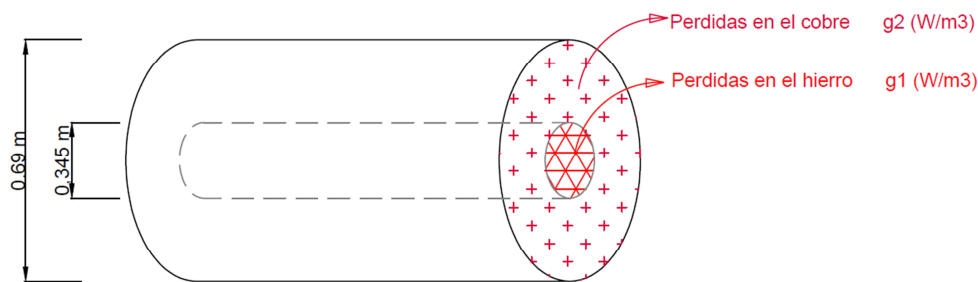
## Primera parte: caudales del circuito primario



7.14: Circuito de refrigeración primario

En esta parte se analizarán los caudales del rotor y del estator, que en conjunto forman el caudal primario de aire en circuito cerrado

### Rotor



7.15: Esquema del modelo térmico del rotor

Va a estar compuesto únicamente por acero al silicio y cobre. La unión entre ambos materiales va a ser perfecta, por lo que no va a haber resistencia térmica extra. Se conocen las dimensiones y la generación de calor, pero falta determinar la temperatura límite que va a poder alcanzar el generador. De las características del generador, se sabe que el aislante interno de resina utilizado para aislar las pletinas de cobre entre ellas es de tipo H, el cual soporta temperaturas de 180 °C de temperatura. Es por ello, que se va a imponer como condición de contorno del rotor que la temperatura máxima en  $R_1$  sea de 170 °C, para poner un margen de seguridad:



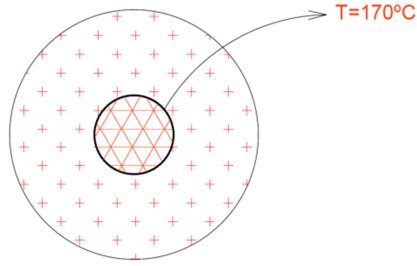


Figura 7.16: Vista frontal del modelo térmico del rotor con el límite de temperatura impuesto

Las expresiones de la temperatura en función del radio van a ser las siguientes:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_1 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_0 \ln(r) + c_1, & 0 \leq r < 0,1725 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(r) + c_3, & 0,1725 \leq r \leq 0,345 \end{cases}$$

Hay cuatro constantes desconocidas que va a haber que obtener:

- 1- Como la función **ln** no está definida en 0, no queda otro remedio que:

$$c_0 = 0$$

- 2- El **flujo de calor** que pasa por  $R_1$  desde la capa de acero hasta la de cobre es el mismo, por lo que:

$$-k \cdot A \cdot \left. \frac{dt(r)}{dr} \right|_{r=R_1} \rightarrow k_{Fe} \cdot A \cdot \frac{\dot{g}_1 \cdot R_1}{2 \cdot k_{Fe}} = k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_2 \cdot R_1}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_2}{R_1} \right)$$

- 3- Se impone como temperatura de  $R_1$  170 °C de temperatura, que es el límite de seguridad. Por lo tanto, **ambos campos** de temperatura han de ser **iguales** a 170 °C en ese punto:

$$\begin{aligned} -\frac{\dot{g}_1 \cdot R_1^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_1 &= 170 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot R_1^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(R_1) + c_3 &= 170 \end{aligned}$$

Por lo tanto, ya se tienen 4 ecuaciones para 4 incógnitas.

## Estator

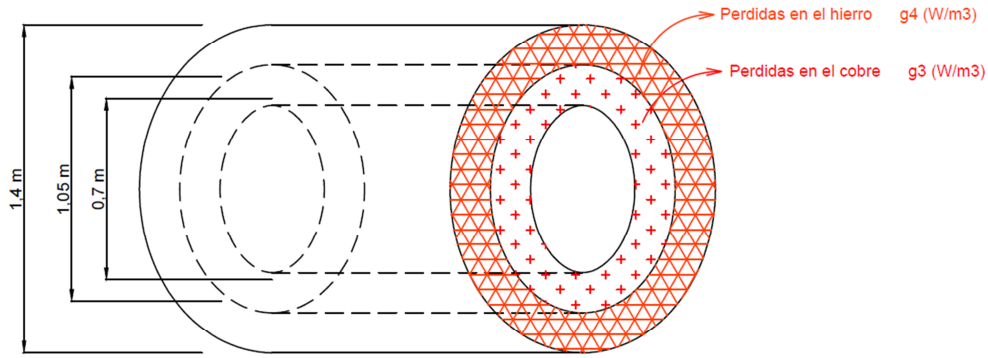


Figura 7. 17: Esquema del modelo térmico del estator

Al igual que el rotor, también va a estar formado por acero y cobre. La diferencia va a residir en que, como condiciones de contorno, se va a imponer que la cara interior del tronco cilíndrico se va a considerar una superficie aislada, ya que de modo contrario, afectaría al flujo de refrigeración del rotor por el entrehierro. Del mismo modo que antes, también se va a imponer una temperatura límite de 170 °C, pero esta vez al radio interior, ya que es el que más temperatura va a tomar.

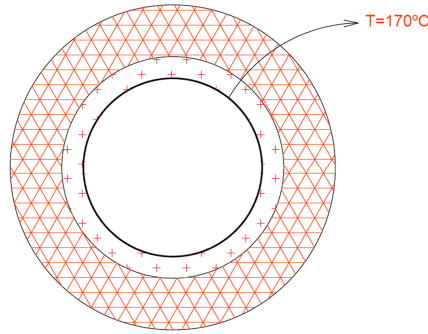


Figura 7.18: Vista frontal del modelo térmico del estator con el límite de temperatura impuesto

Las expresiones del campo de temperaturas del estator van a tener una forma similar a la del rotor:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_3 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_5 \ln(r) + c_6, & 0,35 \leq r < 0,525 \\ -\frac{\dot{g}_4 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_7 \ln(r) + c_8, & 0,525 \leq r \leq 0,7 \end{cases}$$

Va a haber que hallar cuatro ecuaciones que permitan encontrar las cuatro incógnitas:

- 1- En la interfase entre el circuito eléctrico y el magnético, el flujo de calor que circula va a ser el mismo:

$$-k \cdot A \cdot \frac{dt(r)}{dr} \Big|_{r=R_4} \rightarrow k_{Fe} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_4 \cdot R_4}{2 \cdot k_{Fe}} - \frac{c_7}{R_4} \right) = k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_3 \cdot R_4}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_5}{R_4} \right)$$

- 2- En la interfase entre ambos circuitos, además, la temperatura es la misma:

$$-\frac{\dot{g}_3 \cdot R_4^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_5 \ln(R_4) + c_6 = -\frac{\dot{g}_4 \cdot R_4^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_7 \ln(R_4) + c_8$$

- 3- Como ya se ha dicho previamente, se va a imponer que la temperatura máxima del conductor se 170 °C. Ese punto coincide con el radio  $R_3$ :

$$-\frac{\dot{g}_3 \cdot R_3^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_5 \ln(R_3) + c_6 = 170$$

- 4- Una de las condiciones del modelo térmico es que la cara interior del estator está aislada, por lo que el flujo de calor va a ser nulo en ese punto:

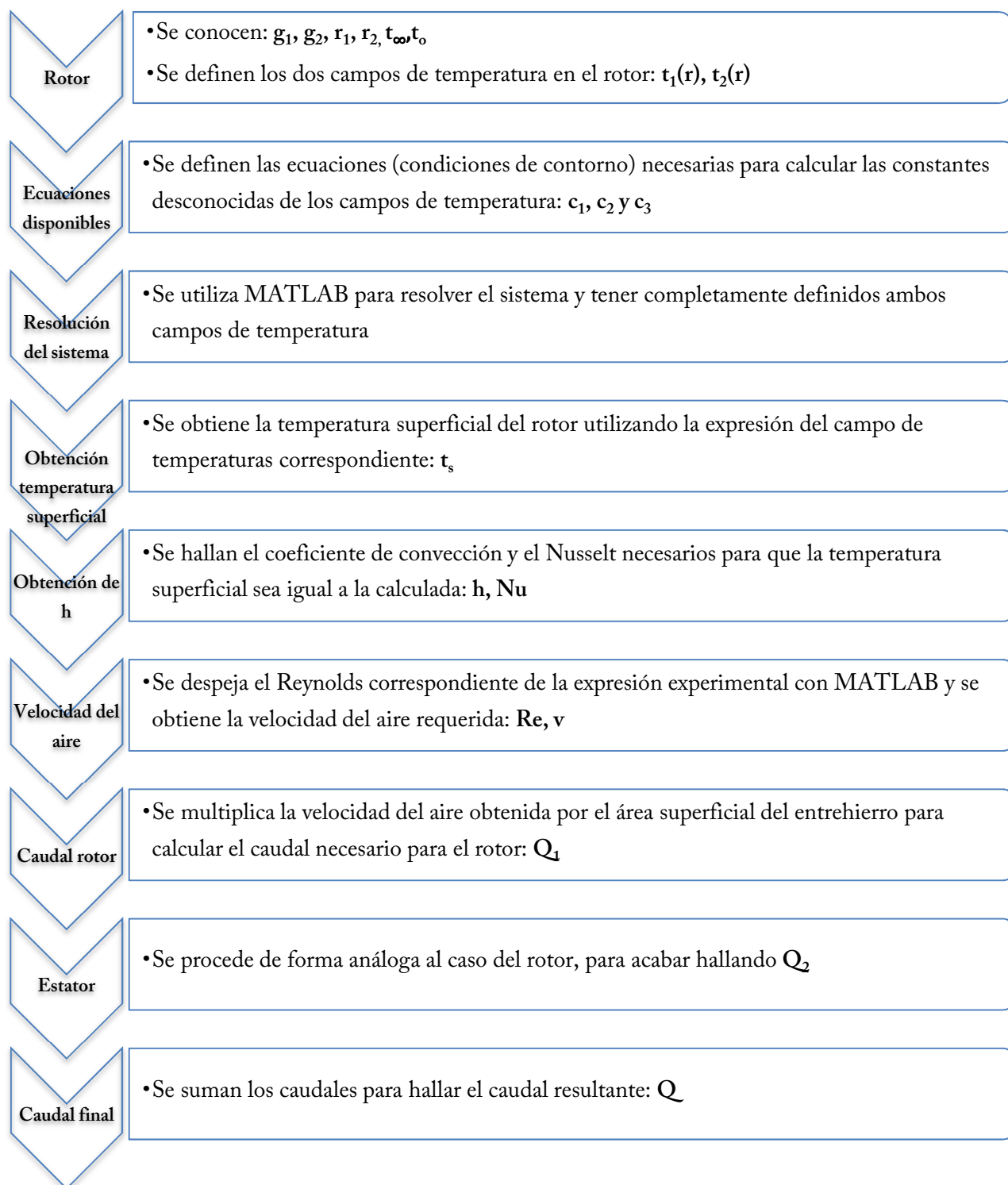
$$-k \cdot A \cdot \frac{dt(r)}{dr} \Big|_{r=R_3} = 0 \rightarrow k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_3 \cdot R_3}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_5}{R_3} \right) = 0$$

Por lo tanto, ya se ha definido el sistema de cuatro ecuaciones cuya resolución facilitará la obtención de las constantes.

### Aire

Aunque se van a estudiar los dos elementos de forma independiente, hay que tener en cuenta que el aire proviene de un mismo caudal, luego la temperatura a la entrada del generador va a ser la misma para los dos casos. Se va a imponer una temperatura de entrada del aire de 60 °C, una temperatura del entorno del aerogenerador aceptada en la industria eólica.

El diagrama de flujo para resolver esta primera parte va a ser el siguiente:



## Segunda parte: Dimensionamiento del intercambiador

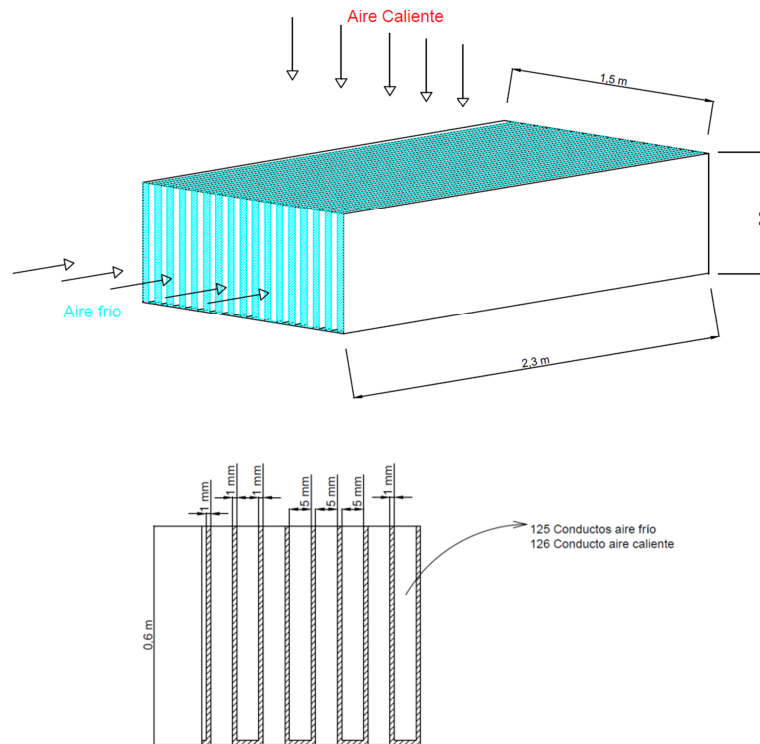


Figura 7.19: Planos del intercambiador de calor del generador con sus mediadas

Las dimensiones del intercambiador, en este caso, van a estar supeditadas a las dimensiones del generador. Se pueden consultar en la figura 19.

El planteamiento de este apartado va a ser muy similar al apartado 7.3.1, solo que en esta ocasión ambos fluidos, tanto el caliente como el frío, van a ser aire.

### *Aire frío*

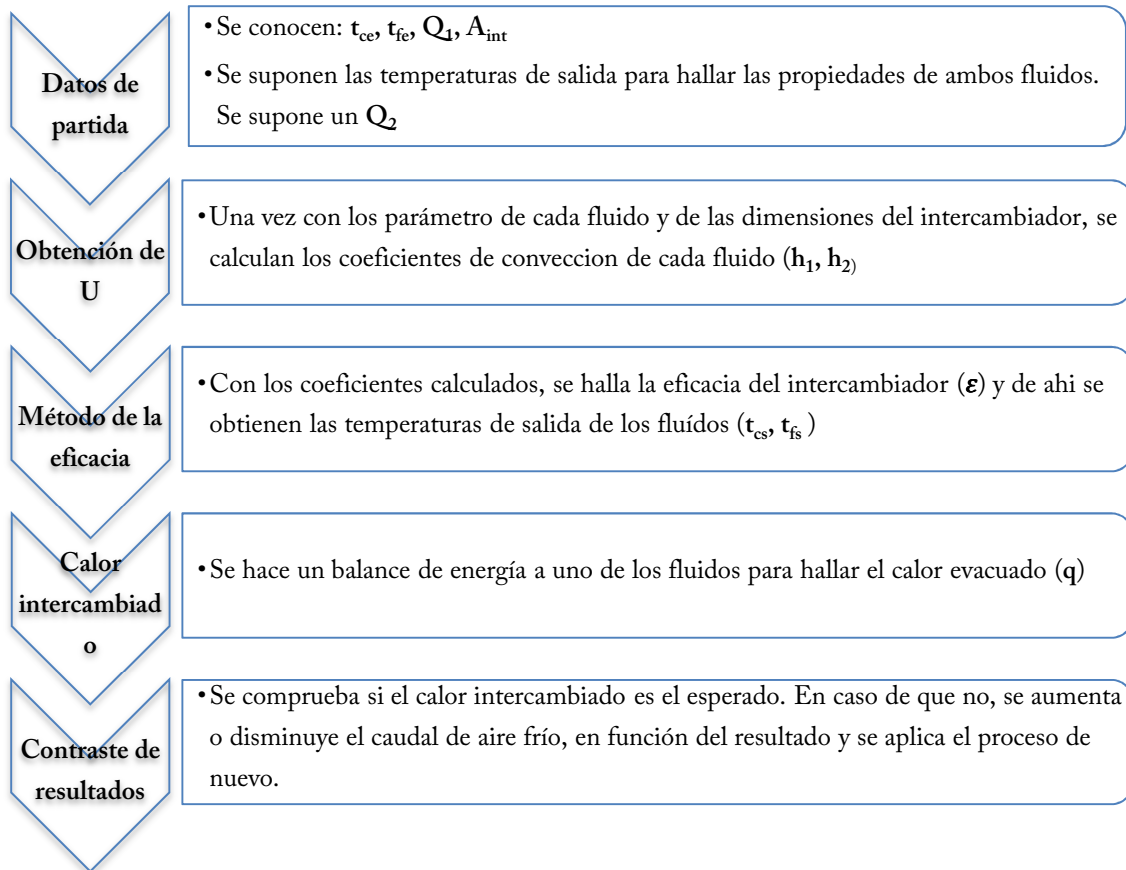
Es el aire que se toma desde la periferia de la góndola. La temperatura de entrada, por lo tanto, viene determinada por las condiciones exteriores, que tal y como se hizo en el caso del intercambiador de la multiplicadora, va a ser de 30 °C. Una vez atraviesa el intercambiador, se expulsa de nuevo fuera de la góndola.

### *Aire caliente*

Es el aire que proviene del generador. La temperatura y el caudal del mismo a la entrada van a depender del resultado de la primera parte, se halla aplicando un balance de

energía al caudal total, ya que se conoce la potencia calorífica que absorbe. Una vez ha salido del intercambiador, se vuelve a inyectar dentro del generador.

El diagrama de flujo para la resolución es el siguiente:



### Tercera parte: Condiciones de Corpa Grande

En este caso, al haber dos sistemas que están dimensionados para condiciones estándar, no es posible conocer las temperaturas del aire del circuito primario desde el comienzo, por lo tanto va a haber que iterar hasta llegar a conocer el funcionamiento real.

#### *Circuito primario*

El caudal de aire va a ser el mismo, pero el caudal másico es menor que en condiciones estándar, por la bajada de presión relativa. Esto va a conllevar una disminución de la eficacia de refrigeración del flujo.

La temperatura de entrada del aire, además, también va a ser desconocida, por lo que habrá que iterar hasta encontrar la temperatura real. La distribución del campo de temperaturas del rotor y estator, además, también va a variar. Las condiciones impuestas previamente ya no son válidas, así que habrá que imponer nuevas para despejar las constantes:

### Rotor

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_1 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_0 \ln(r) + c_1, & 0 \leq r < 0,1725 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(r) + c_3, & 0,1725 \leq r \leq 0,345 \end{cases}$$

- 1- La función **ln** no está definida en 0, por lo que:  $c_0 = 0$
- 2- El **flujo de calor** que pasa por  $R_1$  desde la capa de acero hasta la de cobre es el mismo:

$$-k \cdot A \cdot \frac{dt(r)}{dr} \Big|_{r=R_1} \rightarrow k_{Fe} \cdot A \cdot \frac{\dot{g}_1 \cdot R_1}{2 \cdot k_{Fe}} = k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_2 \cdot R_1}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_2}{R_1} \right)$$

- 3- La temperatura del rotor en la interfase ha de ser la misma, por lo que:

$$-\frac{\dot{g}_1 \cdot R_1^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_1 = -\frac{\dot{g}_2 \cdot R_1^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(R_1)$$

- 4- La temperatura en la superficie va a ser conocida después de hallar el coeficiente de convección:

$$-\frac{\dot{g}_2 \cdot R_2^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(R_2) = t_s$$

### Estator

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_3 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_5 \ln(r) + c_6, & 0,35 \leq r < 0,525 \\ -\frac{\dot{g}_4 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_7 \ln(r) + c_8, & 0,525 \leq r \leq 0,7 \end{cases}$$

Va a haber que hallar cuatro ecuaciones que permitan encontrar las cuatro incógnitas:

- 1- En la interfase entre el circuito eléctrico y el magnético, el flujo de calor que circula va a ser el mismo:

$$-k \cdot A \cdot \frac{dt(r)}{dr} \Big|_{r=R_4} \rightarrow k_{Fe} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_4 \cdot R_4}{2 \cdot k_{Fe}} - \frac{c_7}{R_4} \right) = k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_3 \cdot R_4}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_5}{R_4} \right)$$

- 2- En la interfase entre ambos circuitos, además, la temperatura es la misma:

$$-\frac{\dot{g}_3 \cdot R_4^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_5 \ln(R_4) + c_6 = -\frac{\dot{g}_4 \cdot R_4^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_7 \ln(R_4) + c_8$$

- 3- Se va a conocer la temperatura superficial, después de haber obtenido el coeficiente de convección correspondiente, así que:

$$-\frac{\dot{g}_3 \cdot R_5^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_5 \ln(R_5) + c_6 = t_s$$

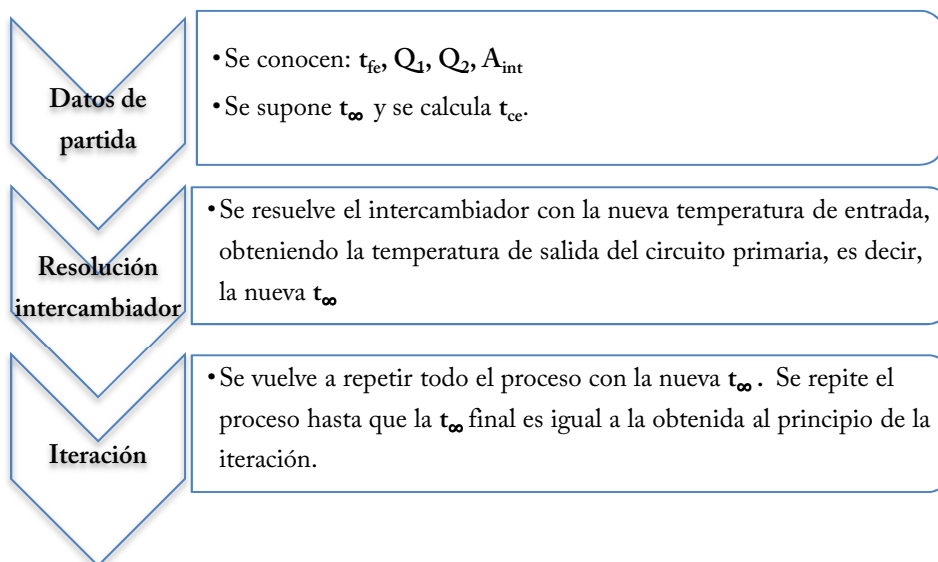
- 4- Una de las condiciones del modelo térmico es que la cara interior del estator está aislada, por lo que el flujo de calor va a ser nulo en ese punto:

$$-k \cdot A \cdot \frac{dt(r)}{dr} \Big|_{r=R_3} = 0 \rightarrow k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_3 \cdot R_3}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_5}{R_3} \right) = 0$$

### Circuito secundario

Los caudales volumétricos no van a variar, pero los caudales másicos, en cambio, van a disminuir en la misma proporción. Esto acarrea, por una parte, que la eficacia del intercambiador permanece **constante** y, por otra, que la temperatura a la salida del intercambiador aire del circuito primario va a ser mayor.

El diagrama de flujo va a ser el siguiente:



### 7.2.2.7 Resultados

Los resultados para los dos casos son los siguientes:



TABLA 7.4: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones								
	$\dot{Q}_{\text{aire}} [\text{m}^3/\text{s}]$			$t [^{\circ}\text{C}]$ (circ. 1)		$t [^{\circ}\text{C}]$ (circ. 2)		
	$Q_1$	$Q_2$		$t_{\text{aire}}$		$t_{\text{superficie}}$		$t_{\text{salida interc.}}$
				$t_{\text{salida interc.}}$	$t_{\text{salida generad.}}$	$t_{\text{límite r}}$	$t_{\text{límite s}}$	
	$Q_{\text{rotor}}$	$Q_{\text{estator}}$						
Condiciones estándar	0,5328	1,2134	1,5	60	98,2	170	170	68,24
Condic. zona de estudio				82,1	143,3	238,4	241,5	93,28

Tal y como se aprecia, en caso de no modificar el sistema para las condiciones de Corpa Grande, las temperaturas en los puntos críticos tanto del rotor como del estator superan ampliamente los 170 °C de seguridad.

Se pueden consultar tanto los cálculos como las figuras donde se muestran las representaciones de las temperaturas tanto del rotor como del estator en función del radio en el *Anexo IV*.

## 7.2.3 Convertidor electrónico de potencia

### 7.2.3.1 Introducción

La potencia activa y reactiva a través del rotor y estator son controladas a través del ajuste de la amplitud, la fase, la frecuencia y de la amplitud del voltaje introducido en el rotor por el convertidor de potencia. Es el elemento del aerogenerador que hace posible la operación a velocidad variable.

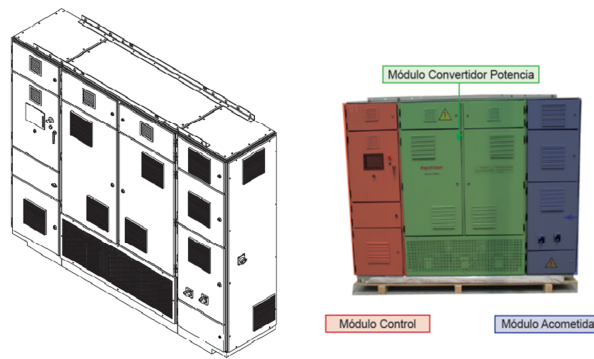


Figura 7.20: Esquemas de un convertidor de potencia comercial

En el convertidor de la figura 7.20, tal y como se puede observar, hay tres módulos. Los de los laterales son los módulos de control y acometida. El módulo central es el módulo convertidor de potencia propiamente dicho.

En un principio, para este tipo de aerogeneradores, se estima que las pérdidas en el convertidor de potencia son del orden del 1% de la potencia (artículo “*wind generation energy*”). Esto implica unas pérdidas en forma de calor de aproximadamente 15kW.

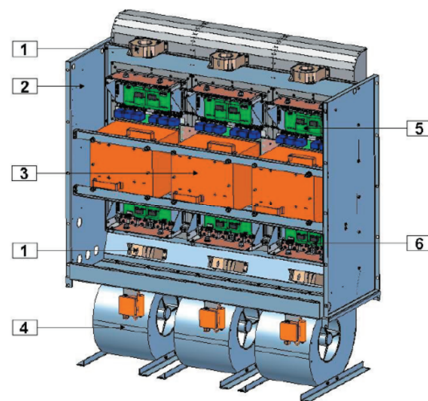
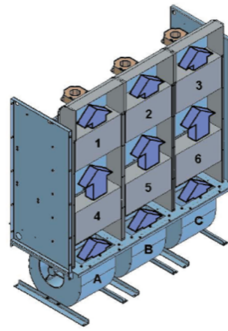


Figura 7.21: Componentes del módulo convertidor de potencia:

1-sensores de corriente, 2-Armario. 3-DC-Bus, 4-Ventiladores centrífugos, 5-Rectificador, 6- Inversor

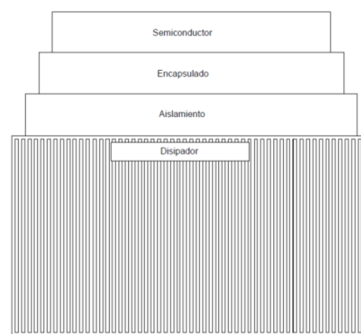
Las pérdidas son ocasionadas en su mayoría por el módulo convertidor de potencia, donde se encuentran los inversores (lado rotor) y los rectificadores (lado línea).

### 7.2.3.2 Antecedentes



*Figura 7.22: Circuito de refrigeración del módulo convertidor de potencia*

La refrigeración de estos elementos, para potencias de hasta 3 MW, se suele realizar por convección forzada de aire. Para esta configuración, se utilizan tres ventiladores centrífugos. Cada uno de ellos, expulsa aire de forma vertical de abajo hacia arriba a través de un conducto. En ese conducto y en serie, se encuentran dos disipadores, cada uno correspondiente a uno de los módulos del rectificador y del inversor.



*Figura 7.23: Plano de planta del circuito térmico desde el semiconductor hasta el disipador*

Los elementos que generan pérdidas, que son los semiconductores que componen tanto el rectificador como el inversor, transmiten ese calor en pérdidas a su encapsulado por conducción. Ese calor llega hasta unos disipadores de calor (generalmente de aluminio), a través del cual se hace fluir un caudal de aire, el cual evacúa ese calor por convección forzada.

Tal y como se puede apreciar en la figura 7.23, los disipadores son unos radiadores de placas paralelas. Para este caso, se conocen las dimensiones de los mismos de los catálogos del fabricante.

### 7.2.3.3 Fundamentos teóricos

La resolución del problema va a consistir en analizar el sistema de refrigeración dado (en este caso como se tienen todos los datos no habrá que dimensionar nada) tanto en condiciones estándar como en las del altiplano y comparar los resultados. Se dará como correcto el resultado de las condiciones estándar y se verá si hay algún tipo de diferencia una vez se pruebe en condiciones de la zona de análisis.

El cálculo va a ser parecido al de un intercambiador de calor, solo que en este caso el intercambio se produce entre un flujo y sólido.

El cálculo del número de Nusselt que caracterice la transferencia de calor para este tipo de configuración se lleva a cabo de éste modo:

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad \left( \begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \end{array} \right)$$

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

donde

$f$  Factor de fricción

El resto de los cálculos se realizarán con la teoría expuesta previamente en el apartado 7.3.1.3.

Conociendo las dimensiones de los disipadores, los caudales del aire y la temperatura del mismo, lo único que queda es calcular la temperatura de

#### 7.2.3.4 Planteamiento del problema

En total, se tienen tres conductos idénticos, por lo que se va a partir de la premisa de que el calor a evacuar de cada uno de ellos va a ser el mismo, esto es, **5 kW** de cada uno de ellos.

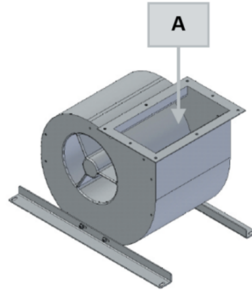


Figura 7.24: Ventilador centrífugo del proyecto

Cada uno de los ventiladores es capaz de proporcionar un caudal de  $3300 \text{ m}^3/\text{h}$ . Esos caudales atravesarán dos disipadores en serie, que, a efectos prácticos, se considerarán unidos en serie.

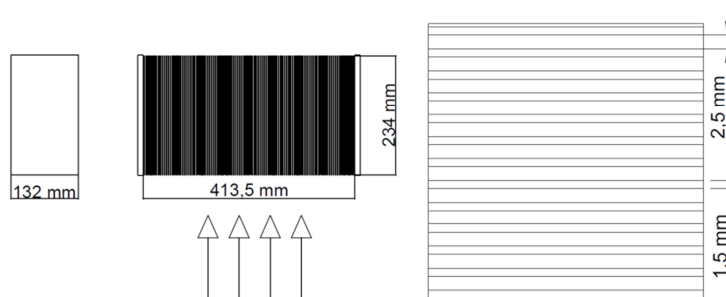
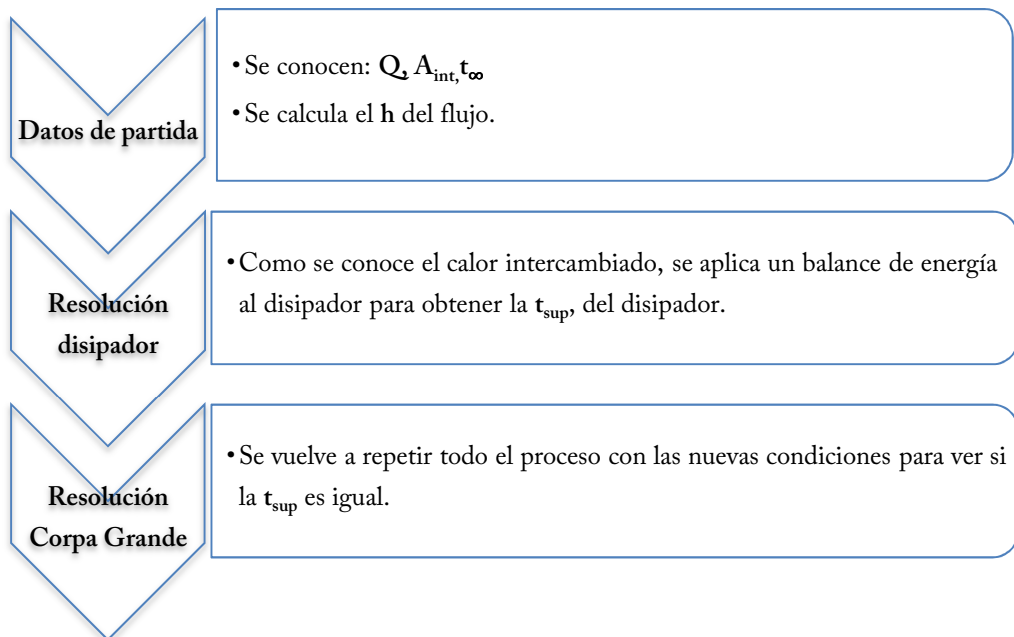


Figura 7.25: Planos del disipador con detalles. Se tienen 104 láminas y 103 conductos de aire

Las dimensiones de los disipadores se pueden consultar en la figura 7.25. El diagrama de flujo para resolver el problema es el siguiente:



### 7.2.3.5 Resultados

Los resultados del problema se pueden consultar en la siguiente tabla:

TABLA 7.5: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones				
	$Q_{aire} [m^3/s]$	$\dot{m}_{aire} [kg/s]$	$t_{disipador} [^{\circ}C]$	$\eta [\%]^{40}$
<i>Cond. estándar</i>	0,92	1,05	36,72	100
<i>Cond. zona de estudio</i>	0,92	0,65	39,79	91,6

La resolución del problema se puede consultar en el *Anexo V*.

## 7.3 Aproximación de la curva de potencia de forma teórica

Uno de los mayores problemas a la hora de instalar aerogeneradores a grandes alturas es la dificultad de predecir la generación eléctrica de los mismos, ya que ésta depende de diversos factores, como la densidad del aire, la aerodinámica, las características técnicas del aerogenerador, etc.

<sup>40</sup>  $\eta$ : Rendimiento del equipo de refrigeración

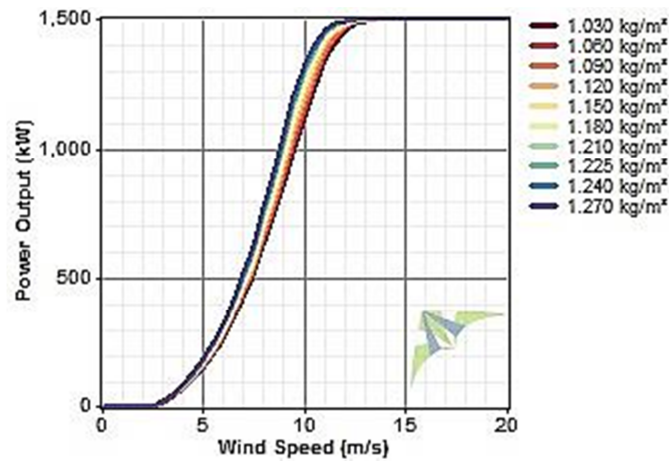


Figura 7.26: Curvas de potencia de un aerogenerador para distintas densidades de viento

Para unas condiciones del aire distintas a las estándar<sup>41</sup> la curva de potencia de un generador dado varía de cierta forma según sea de control Pitch o Stall. En el caso del proyecto, al ser una turbina tipo Pitch, la experiencia dice que la curva de potencia tiende a desplazarse hacia la derecha, tal y como se puede apreciar en la figura 7.26.

El inconveniente surge a la hora de predecir una curva de potencia de forma teórica, ya que, aunque existen métodos de adaptación, ninguno de ellos está validado de forma empírica.

<sup>41</sup> 1,225 kg/m³ y 15 °C

## 8. Proposiciones para solucionar los problemas

### 8.1 Producción energética

La mejora de la producción energética no es sencilla de optimizar, ya que ésta depende de la densidad del aire, la cual no se puede variar.

Lo que sí se puede elegir en el caso de la turbina a instalar es el tipo de viento al que va destinada la misma.

Tal y como se ha calculado en el *punto 6.4*, la densidad tan baja de viento de la zona de estudio permite que se instalen turbinas de un tipo de aire menos intenso que las que en principio deberían instalarse, en caso de tener condiciones normales.

Dicho de otro modo, gracias a la baja densidad de aire, se va a poder instalar un aerogenerador de tipo III en una zona que a priori sería apta para aerogeneradores de tipo II.

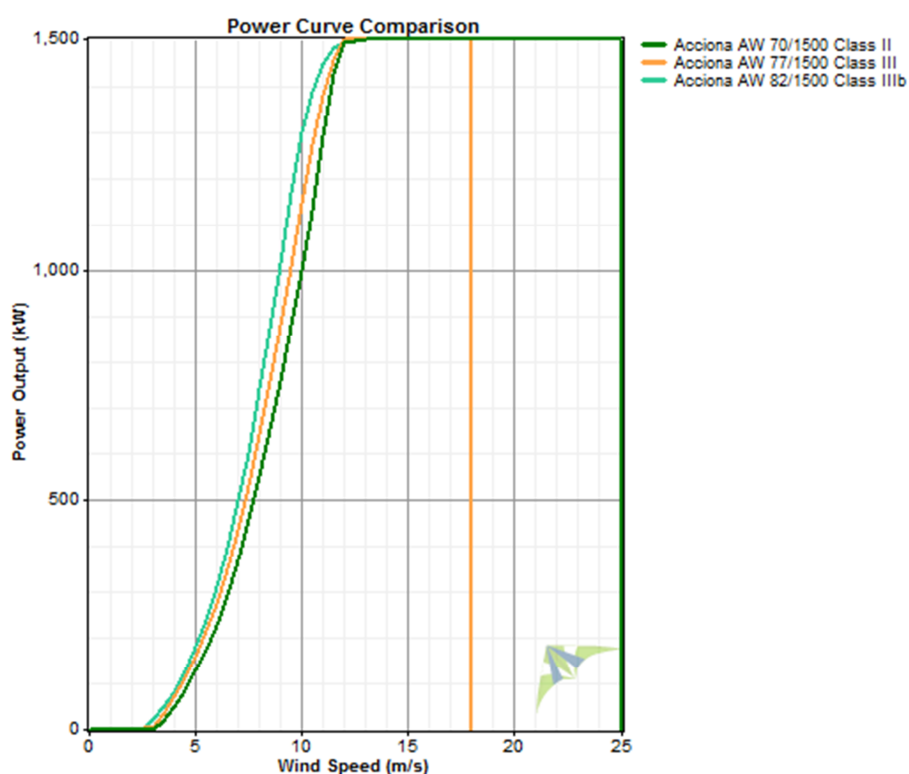


Figura 8.1: Curvas de potencia del modelo 1500 de Acciona para varias longitudes de pala.



Esta última afirmación implica, generalmente, que el área barrida por un aerogenerador de clase III es mayor que uno de II y así sucesivamente. Una de las consecuencias es, tal y como se muestra en la figura 8.1, que la curva de potencia (en caso de tener la misma potencia nominal) produce más energía y llega antes a la potencia nominal en el caso de los aerogeneradores preparados para vientos más suaves.

## 8.2 Mala refrigeración de los equipos

En el apartado 7.3 se ha visto como todos los componentes analizados, diseñados para condiciones estándar, funcionan de forma incorrecta en las condiciones de la zona de estudio. En los siguientes subapartados se van a plantear, diseñar y ensayar posibles soluciones, de forma que se seleccione la más eficiente.

### 8.2.1 Multiplicadora

El sistema de refrigeración original está compuesto por dos intercambiadores de calor aire-aceite conectados en serie. En las condiciones del altiplano, el equipo no era capaz de evacuar la misma cantidad de calor que en condiciones normales, por lo que se plantean dos soluciones<sup>42</sup> posibles:

#### 8.2.1.1 Aumento del caudal másico

Una de las consecuencias de la bajada de presión atmosférica es que, debido a la disminución de la densidad relativa del aire, los ventiladores son capaces de bombear menor flujo másico. La consecuencia de esta disminución de flujo conlleva una bajada en la eficiencia del intercambiador.

Lo que se va a plantear en este apartado va a ser aumentar el caudal volumétrico (aumentar la potencia de los ventiladores axiales), de forma que, en las condiciones de la

---

<sup>42</sup> Se excluye la opción de la incorporación de un tercer intercambiador ya que supondría un sobredimensionamiento excesivo del sistema de refrigeración.

zona de estudio, se tenga el mismo caudal másico de aire que se tendría en condiciones estándar.

### Planteamiento

El planteamiento va a ser idéntico al del problema original. Primero, se va a calcular el caudal volumétrico necesario para obtener el caudal másico requerido. Después, se calculan los nuevos coeficientes de convección. Por último, utilizando el método de la eficacia, se resuelve el problema, para ver si el calor evacuado es el mismo.

#### 8.2.1.2 Rediseño del intercambiador

Otra forma de aumentar la transferencia de calor consiste en aumentar el área de transferencia térmica de forma equitativa en ambos intercambiadores.

### Planteamiento

El calor transferido en un intercambiador dado se puede expresar de la siguiente forma:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta t_m$$

con

$\dot{q}$	Calor transferido [W]
$U$	Coefficiente global de transmisión de calor del intercambiador [W/m <sup>2</sup> °C]
$A$	Área de intercambio térmico [m <sup>2</sup> ]
$\Delta t_m$	Temperatura logarítmica media [°C]

La temperatura logarítmica media depende de las temperaturas de salida y entrada de los dos fluidos que entran en el intercambiador. En este caso, como se pretende que el calor intercambiado sea el mismo que en el caso de diseño, ni  $\Delta t_m$  ni  $\dot{q}$  van a cambiar.

Si el caudal másico disminuye,  $U$  también lo hará, por lo que, para mantener la expresión previa con un valor igual al original,  $A$  deberá crecer de forma que el producto  $U \cdot A$  se mantenga constante:

$$(U \cdot A)_{estandar} = U' \cdot A' = 493,44 \frac{W}{m^2} \rightarrow U' = 20,57 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \rightarrow A' = \frac{U'}{493,44} = 23,98 m^2$$

Es decir, la nueva superficie del intercambiador va a ser de  $\approx 24 m^2$ . Para no afectar en exceso al diseño preliminar, se va a adaptar el intercambiador estándar. Lo que se va a hacer es **alargar los conductos del aceite**, de forma que esta modificación no afecte a su velocidad relativa:

$$A' = [(5 \cdot 10^{-3} + 0,1) \cdot 2] \cdot l' \cdot 100 \rightarrow l' = \frac{8}{7} m$$

Esta modificación va a acarrear una variación en la sección de paso del aire, por lo que, también cambiará el coeficiente de convección del mismo. Para evitar esto, va a haber que aumentar un poco el caudal de aire, de modo que la velocidad relativa se mantenga constante:

$$v \cdot A' = Q' = 8,66 m^3/s$$

A partir de aquí, la resolución es igual al caso de diseño.

### 8.2.1.3 Resultados

Los resultados de ambas soluciones se pueden contrastar en la siguiente tabla:

TABLA 8.1: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones							
	Flujo de aire		Área		$T_{\text{aire salida}} [^\circ C]$	$P_{\text{evacuada}} [kW]$	$\eta [\%]$
	$Q [m^3/s]$	$\Delta^{43}$	$A [m^2]$	$\Delta$			
<i>Solución 1</i>	12,198	61% ↑	21	0% =	67,90	41,2	100
<i>Solución 2</i>	8,66	14% ↑	24	14% ↑	68,08	40,6	98,5

<sup>43</sup>  $\Delta$ : Aumento en porcentaje respecto de parámetro original

Aunque la solución 2 sea algo menos eficaz a priori, llega a evacuar los 40 kW, por lo que damos ambas soluciones por buenas. Los cálculos de las dos soluciones y el esquema del nuevo intercambiador se pueden consultar en el *Anexo III*.

A priori, la **solución 2** parece la más factible, ya que el aumento del área no es muy grande, al igual que el del caudal.

## 8.2.2 Generador

En este caso, se van a proponer dos soluciones. La primera consistirá en adaptar el mecanismo de refrigeración actual por uno adaptado a las características de la zona de estudio, mientras que la otra opción que se va a contemplar es la de instalar un generador de 2 MW de potencia nominal y hacerlo funcionar a 1,5 MW, para ver si en esas condiciones funcionaría. Esta técnica es conocida como “Derating”.

### 8.2.2.1 Rediseño del equipo de refrigeración

Se tratará de rediseñar el equipo de refrigeración anteriormente propuesto, bien aumentando el caudal de refrigerante o el área de transferencia de calor.

Del mismo modo que en el caso de la multiplicadora, el aire disponible a 3844m va a ver variadas parte de sus propiedades debido al descenso de la presión relativa.

Para empezar, el circuito primario va a ser igual en cualquiera de los dos casos previos. Va a haber que aumentar el caudal volumétrico hasta alcanzar los coeficientes de convección originales. Los cálculos se pueden consultar en el *Anexo IV*.

#### Flujo másico original

Tal y como ya se ha visto en el equipo de refrigeración de la multiplicadora, el flujo másico del aire se va a ver reducido debido a la menor presión de la zona de estudio en comparación con las condiciones estándar. Debido a este fenómeno, la eficiencia del intercambiador calculado variará si el caudal se mantiene.

Es por ello que, para mantener la eficiencia del intercambiador, se va a proceder a mantener constantes los caudales másicos utilizados en condiciones estándar

•**Circuito primario:** Para mantener el caudal másico constante, va a haber que aumentar el caudal volumétrico una cantidad proporcional a la bajada de presión que se sufre en esas condiciones.

•**Circuito secundario:** El problema aquí va a ser el mismo, luego la subida del caudal volumétrico también va a ser proporcional a la bajada de presión.

Desde el punto de vista del intercambiador, como el flujo másico va a ser igual en los dos flujos, la eficacia del mismo **va a ser la misma** que la del intercambiador trabajando en condiciones normales.

#### Aumento del área de transferencia térmica

Se va a realizar la misma operación que en el caso del intercambiador de la multiplicadora. Para este caso:

$$(U \cdot A)_{\text{estandar}} = U' \cdot A' = 2533,048 \frac{W}{m^2} \rightarrow U' = 4,9739 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \rightarrow A' = \mathbf{509,268 \, m^2}$$

Para no afectar al coeficiente de convección del flujo del aire caliente, lo que se va a hacer es modificar el conducto del mismo aumentando su longitud:

$$2 \cdot (5 \cdot 10^{-3} + L') \cdot 125 \cdot 2,3 \rightarrow L' = \mathbf{0,8807 \, m}$$

Por lo tanto la nueva longitud de los conductos del aire frío va a ser de **0,9 m** (se puede consultar el esquema del nuevo intercambiador en el *Anexo IV*). Para que el coeficiente de convección del aire frío no se vea modificado, habrá que aumentar el caudal también:

$$v \cdot A' = Q' = \mathbf{2,25 \, m^3/s}$$

#### 8.2.2.2 Derrateo de la máquina

Se trata de la otra opción más habitual a la hora de instalar un generador, instalar uno de mayor potencia nominal para luego hacerlo funcionar a una potencia más baja. El

objetivo va a ser que el equipo de refrigeración funcione de modo correcto sin aplicar ningún tipo de modificación al mismo.

Para este caso, al estar a una altitud de 3844 m y como la temperatura del aire de refrigeración del circuito primario va a ser de 55 °C, el factor de derrateo aplicado va a ser de 0,64 (se puede consultar el cálculo en el *Anexo IV*). Por lo tanto, la máquina funcionará entregando una potencia máxima de 1,28 MW.

### Modelo eléctrico

En este caso se va a elegir un generador de 2 MW de potencia nominal, cuyos parámetros se conocen<sup>44</sup>.

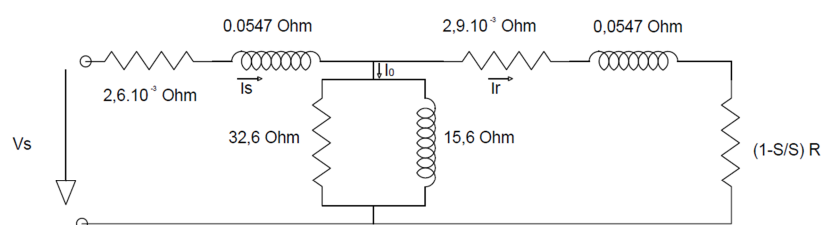


Figura 8.2: Parámetros eléctricos del generador de 2 MW

Los parámetros de la máquina son los siguientes:

TABLA 8.2: Valores y características de los parámetros principales		
Parámetro	Valor	Característica
<i>Sincronismo</i>	1500 rev/min	Velocidad de sincronismo a 50 Hz
<i>Potencia nominal</i>	2 MW	Potencia activa nominal del estator
<i>Tensión nominal estator</i>	690 V	Tensión de línea nominal del estator
<i>Tensión nominal rotor</i>	2070 V	Tensión de línea nominal del rotor en reposo
<i>Par nominal</i>	12728 Nm	Par nominal del generador en modo motor
$p$	2	Número de pares de polos
<i>Conexión rotor</i>	Estrella	
$u$	0,34	
$s_N$	*	Deslizamiento en condiciones nominales

<sup>44</sup> Fuente: Double Feed Electric Machines

$R_s$	0,0026 $\Omega$	Resistencia del devanado del estator
$X_s$	0,0547 $\Omega$	Reactancia de fugas del estator
$R_r$	0,0029 $\Omega$	Resistencia del devanado del rotor ref. al estator
$X_r$	0,0547 $\Omega$	Reactancia de fugas del rotor ref. al estator
$R_o$	42,6 $\Omega$	Resistencia de pérdidas magnéticas
$X_o$	15,6 $\Omega$	Reactancia de magnetización [ $\Omega$ ]
$\eta$	*	Rendimiento en condiciones nominales

Ahora, hay que obtener las pérdidas del generador cuando esté trabajando generando 1280 kW de potencia, es decir, por debajo de su potencia nominal:

$$P = 1280 \text{ kW} = 3 \cdot V_s \cdot I_s \rightarrow \text{si } \cos\varphi = 1 \rightarrow I_s = 1071,03 \text{ A}$$

De aquí se obtiene la potencia de pérdidas en el cobre del estator:

$$P_s = 3 \cdot I_s^2 \cdot R_s = \mathbf{8947,42 \text{ W}}$$

Además:  $\bar{V}_o = \bar{V}_s - \bar{I}_s(\bar{Z}_s) = 399,9\angle - 8,42 \text{ V}$ , por lo que las pérdidas magnéticas quedan del siguiente modo:  $P_o = 3 \cdot \frac{V_o^2}{R_o} = \mathbf{11261,97 \text{ W}}$ .

Para las pérdidas en el rotor:

$$\bar{I}_o = \frac{\bar{V}_o}{\bar{Z}_o} = 27,3\angle - 78,3 \text{ A} \rightarrow \bar{I}_o + \bar{I}_r = \bar{I}_s \rightarrow \bar{I}_r = 1065,83\angle 1,44 \text{ A}$$

De aquí, las pérdidas en el estator quedan como:

$$P_r = 3 \cdot I_r^2 \cdot R_r = \mathbf{9883,14 \text{ W}}.$$

### Modelo térmico

Una vez que se conocen las pérdidas, va a haber que plantear el modelo térmico del generador. Para facilitar los cálculos y como no se conocen las dimensiones reales del generador, se utilizará la misma geometría que en el generador de 1,5 MW. Se pueden consultar en el apartado 7.3.2.4.

Lo que sí van a variar va a ser el calor generado en cada caso (al igual que antes, las pérdidas magnéticas se van a repartir de manera equitativa entre el rotor y el estator):

- **Rotor**

$$\dot{g}_1 = \frac{\text{Pérdidas magnéticas del rotor}}{\text{Volumen del circuito magnético}} = \frac{P_{or}}{\pi \cdot R_1^2 \cdot L} = \mathbf{33464,46 \text{ W/m}^3}$$

$$\dot{g}_2 = \frac{\text{Pérdidas eléctricas del rotor}}{\text{Volumen del circuito eléctrico}} = \frac{P_r}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot L} = \mathbf{19578,22 \text{ W/m}^3}$$

- **Estator**

$$\dot{g}_3 = \frac{\text{Pérdidas eléctricas del estator}}{\text{Volumen del circuito eléctrico}} = \frac{P_s}{\pi \cdot (R_4^2 - R_3^2) \cdot L} = \mathbf{8790,28 \text{ W/m}^3}$$

$$\dot{g}_4 = \frac{\text{Pérdidas magnéticas del estator}}{\text{Volumen del circuito magnético}} = \frac{P_{os}}{\pi \cdot (R_5^2 - R_4^2) \cdot L} = \mathbf{5310,81 \text{ W/m}^3}$$

### Planteamiento

El planteamiento del problema es similar al del punto 7.3.2.6, solo que las ecuaciones para obtener las incógnitas de las distribuciones de temperatura van a variar:

Las expresiones de la temperatura en función del radio, para el rotor, van a ser las siguientes:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_1 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_0 \ln(r) + c_1, & 0 \leq r < 0,1725 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(r) + c_3, & 0,1725 \leq r \leq 0,345 \end{cases}$$

Hay cuatro constantes desconocidas que va a haber que obtener:

- 1- Como la función **ln** no está definida en 0, no queda otro remedio que:

$$c_0 = 0$$

- 2- El **flujo de calor** que pasa por  $R_1$  desde la capa de acero hasta la de cobre es el mismo, por lo que:

$$-k \cdot A \cdot \frac{dt(r)}{dr} \Big|_{r=R_1} \rightarrow k_{Fe} \cdot A \cdot \frac{\dot{g}_1 \cdot R_1}{2 \cdot k_{Fe}} = k_{Cu} \cdot A \cdot \left( \frac{\dot{g}_2 \cdot R_1}{2 \cdot k_{Cu}} - \frac{c_2}{R_1} \right)$$

- 3- En la interfase, ambos campos tendrán la misma temperatura:



$$-\frac{\dot{g}_1 \cdot R_1^2}{4 \cdot k_{Fe}} + c_1 = -\frac{\dot{g}_2 \cdot R_1^2}{4 \cdot k_{Cu}} + c_2 \ln(R_1) + c_3$$

Falta la cuarta condición, que va a ser la de la temperatura en la superficie, la cual se desconoce. Hay que obtenerla de la condición de convección del flujo de aire sobre el rotor.

Para el estator, el planteamiento es idéntico, solo que va a haber que aumentar el caudal, ya que, tal y como se ve en el *Anexo IV*, el **rotor no cumple** la condición de la temperatura límite.

## Resultados

Los resultados de las modificaciones son las siguientes:

TABLA 8.3: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones									
		Flujo de aire				Área intercamb.		t crítica [°C]	
		Q[m³/s]				A [m²]      Δ			
		primario		secundario				t <sub>estator</sub>	
		Q	Δ <sup>45</sup>	Q	Δ				
Rediseño del equipo	Aumento caudal	2,8122	61%↑	2,4155	61%↑	347,875	0%	170	170
	Aumento área	2,8122	61%↑	2,25	50%↑	509,268	46,4%↑	170	170
	Derating	1,7462	0%	1,5	0%	347,875	0%	116,48	136,04

Tal y como se puede observar, el aumento de los caudales ha sido inevitable en cada una de las tres soluciones propuestas. Los cálculos así como las diferentes figuras de las evoluciones de la temperatura de los elementos en función del radio se pueden consultar en el *Anexo IV*.

En este caso, si bien las tres soluciones parecen viables, la primera parece la más indicada, ya que no implica aumento de área ni cambiar el generador, mientras que el aumento de caudal es muy similar al resto.

<sup>45</sup> Δ: Aumento en porcentaje respecto de parámetro original

### 8.2.3 Convertidor electrónico de potencia

Tal y como se ha visto previamente, la bajada de presión del aire hace que la eficiencia del sistema de refrigeración del convertidor electrónico de potencia disminuya, ya que la temperatura del disipador sube unos 4 °C por encima de la de las condiciones normales.

Como las dimensiones de los módulos del convertidor de potencia ya se encuentran definidas, se va a descartar la opción de modificar las dimensiones de los ductos de ventilación. Por lo tanto, la opción más viable va a ser la de aumentar el flujo de aire hasta lograr la misma temperatura superficial que en el caso de diseño:

#### Aumento del caudal de refrigeración

El principio es muy similar al de la modificación del aumento del flujo másico original. La disminución de presión hace que baje la densidad del aire, por lo que el caudal volumétrico de diseño transportará menos masa en las condiciones de Corpa Grande que en las de diseño.

Este efecto se traduce en un número de Reynolds menor que el de diseño, con la consiguiente disminución del coeficiente de convección y de la eficacia del disipador. Es por ello que el objetivo va a ser conseguir un nuevo flujo volumétrico que haga que el nuevo flujo másico sea igual al de las condiciones de diseño.

#### Resultados

TABLA 8.4: Resultados del rendimiento en diferentes condiciones				
	Flujo de aire		$T_{\text{aire salida}} [^{\circ}\text{C}]$	$\eta [\%]$
	$Q [\text{m}^3/\text{s}]$	$\Delta^{46}$		
<i>Solución 1</i>	1,48	60,8% ↑	36,72	100

<sup>46</sup>  $\Delta$ : Aumento en porcentaje respecto de parámetro original

Como se puede observar, con la solución propuesta el sistema vuelve a funcionar según las condiciones de diseño. Los cálculos de la solución de pueden consultar en el *Anexo V*.

## 8.3 Aproximación de la curva de potencia de forma teórica

### 8.3.1 Introducción

Los objetivos del presente subapartado son comparar los distintos métodos teóricos existentes para adaptar las curvas a diferentes condiciones y ver cuál de ellos se ajusta mejor a la realidad.

Para llevar a cabo el análisis se va a partir de un caso práctico, que no va a ser otro que el de la turbina DW8.2 HE<sup>47</sup> de 2MW del fabricante DeWind, instalada en la mina Veladero, Argentina, desde diciembre de 2007. Las particulares condiciones del entorno (el lugar donde está instalado el aerogenerador se encuentra 4100m de altura), donde se tiene una densidad de aire media aproximada de  $0,74 \text{ kg/m}^3$ , hacen de esta turbina una candidata idónea para analizar la variación de su curva de potencia.

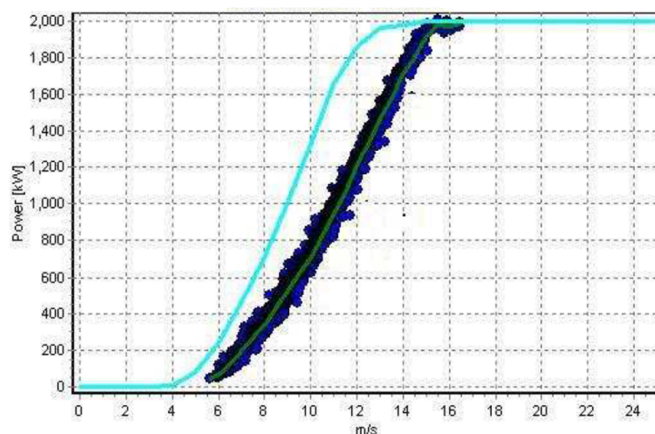


Figura 8.3: Curvas de potencia cedidas por DeWind.

<sup>47</sup> [http://de.dewindco.com/ger/product/prod02\\_01.asp](http://de.dewindco.com/ger/product/prod02_01.asp)

Los datos que se tienen de la instalación facilitadas por el fabricante, son una figura donde aparecen dos curvas. La primera de ellas es la curva de potencia del aerogenerador facilitada por el fabricante para condiciones estándar, mientras que la segunda es la curva real medida en las condiciones de trabajo de la misma.

Los tres métodos de adaptación de curvas de potencia que se van a analizar van a ser la adaptación de la norma internacional 61400-12-1, el método propuesto por la empresa WindPRO y el método de equivalencia de densidades energéticas, propuesto por Norbert Hackenberg.

### 8.3.2 Interpretación de los datos de la turbina de “El Veladero”

Tal y como se puede apreciar en la figura facilitada por DeWind, la curva de potencias del aerogenerador que opera en la mina, es en realidad un conjunto de datos puntuales, donde para diferentes velocidades de viento se tienen diversas potencias generadas por el aerogenerador.

La particularidad de la figura reside en que, aunque se muestra una curva de potencia concreta, en realidad se tienen diversas potencias para una velocidad dada, lo que en vez de generar una curva específica, muestra un dominio de puntos (zona delimitada en rojo en la figura 8.4) de operación de la turbina.

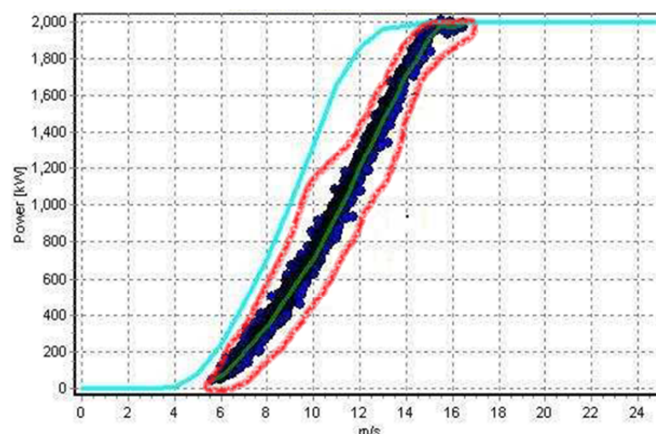


Figura 8.4: Curvas de potencia con el área de funcionamiento destacada.

Estos cambios que se observan para las diferentes velocidades del viento son debidos a la variabilidad del aire, más concretamente a las turbulencias y a las inexactitudes de medición de los anemómetros. La curva verde representa la media de todas las mediciones, por lo que va a ser esa curva la que se tome como la correcta para la zona de estudio.

### 8.3.3 Aplicación de los métodos

Una vez interpretados los datos disponibles de la curva de potencia de El Veladero, se van a exponer y a aplicar los distintos métodos disponibles para predecir la curva de potencia de un aerogenerador para unas condiciones dadas diferentes de las estándar.

Se compararán los distintos métodos aplicándolos a la curva de potencia estándar de la turbina del fabricante alemán, para luego comparar las diferentes adaptaciones con los datos empíricos.

Lo primero que se hace es modelizar las curvas y los máximos y mínimos de la nube de puntos a formato digital, para que sea posible trabajar con ellas. De este modo, la curva digitalizada queda del siguiente modo:

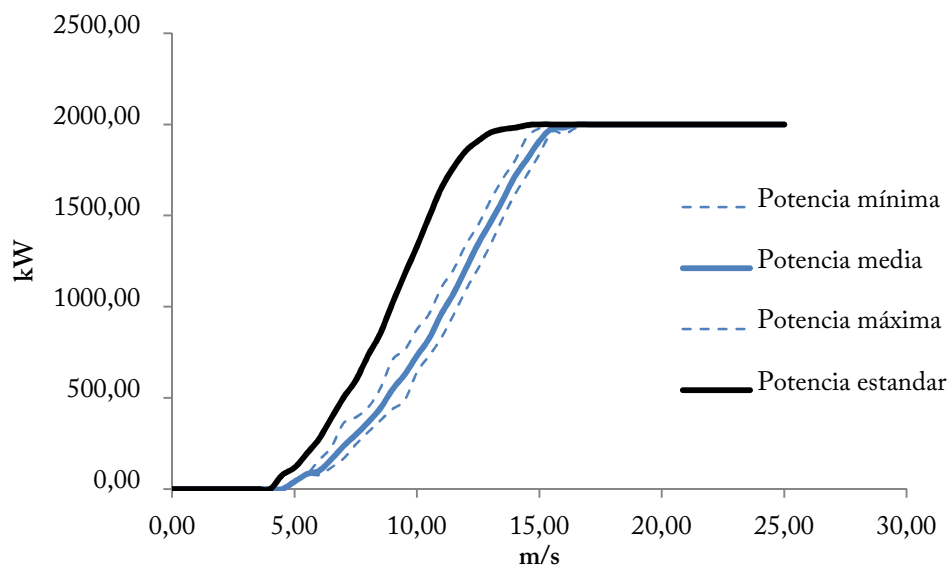


Figura 8.6: Modelización mediante Excel de las curvas de potencia facilitadas por DeWind.

De este modo, teniendo datos cuantificables, es posible aplicar los métodos de forma correcta.

### Método 1: Adaptación de la norma internacional IEC 61400-12-1

La norma IEC 61400-12-1 de la International Electrotechnical Commission<sup>48</sup> (norma adaptada para España UNE-EN 61400-12-1) explica el modo de corregir curvas de potencia medidas a una densidad de aire específica a la densidad de aire estándar (1,225kg/m<sup>3</sup>). Aunque no se menciona si el procedimiento inverso es correcto, se tratará de aplicar esa variación como posible método de adaptación.

En la norma no se menciona en ningún momento la existencia de una densidad de aire límite para efectuar los cálculos, por lo que la densidad excepcionalmente baja no va a ser un impedimento para aplicar el método.

#### 1. Escalamiento de las velocidades de viento

Primero, se escalan las velocidades de la curva de potencia estándar según la siguiente ecuación:

$$v_{zona} = v_{std} \left( \frac{\rho_{std}}{\rho_{zona}} \right)^{1/m}, \quad m = 3 \forall v_{std}$$

donde

$v_{zona}$	Velocidad del viento escalada [m/s]
$v_{std}$	Velocidad del viento en condiciones estándar [m/s]
$\rho_{zona}$	Densidad del aire de la zona de estudio [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{std}$	Densidad del estándar [kg/m <sup>3</sup> ]
$m$	Coefficiente de densidad

#### 2. Interpolar la nuevas velocidades con las velocidades originales

Una vez se tienen las nuevas velocidades, hay que sustituirlas en la curva de potencia original por las velocidades estándar, interpolando las potencias corregidas.

---

<sup>48</sup> Comisión electrotécnica internacional, organización de normalización en los campos electrónico y electrotécnico

Para el caso de El Veladero, la densidad aproximada<sup>49</sup> del aire es de  $0.74 \text{ kg/m}^3$ , por lo que se aplica la ecuación anterior para esa densidad y para las velocidades de la curva de potencia a condiciones estándar.

Seguidos los pasos anteriores, se obtiene la siguiente curva de potencia adaptada:

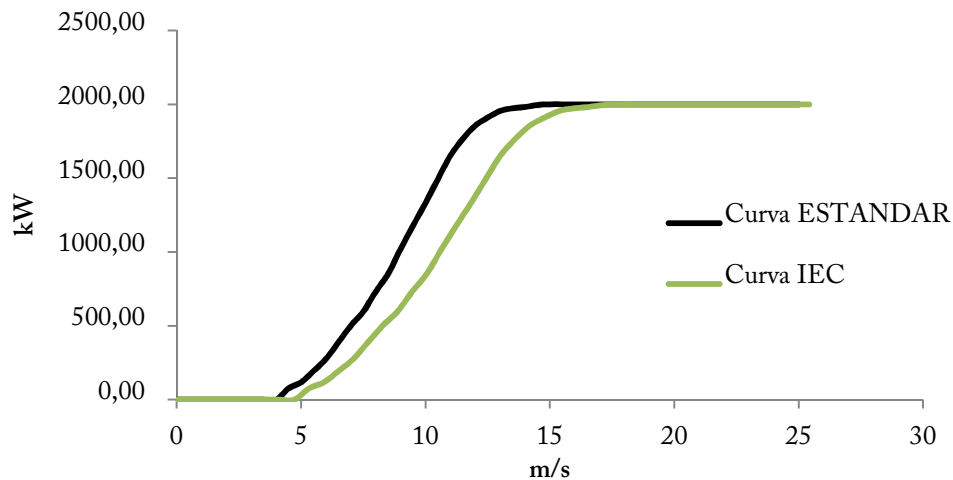


Figura 8.7: Curva de potencia obtenida por el método IEC.

## Método 2: Método de WindPRO (variación de la norma 61400-12-1)

Este método está basado en una publicación de la empresa danesa de evaluación del recurso eólico WindPRO, donde se propone un método teórico de adaptación de una curva de potencia en condiciones estándar a otras condiciones diferentes.

Este método es, en realidad, una variación del método utilizado en el punto anterior. La variación consiste en que el coeficiente de densidad  $m$  de la ecuación empleada para escalar las velocidades va a tomar diversos valores en función de la velocidad del aire. Los valores tomados por el coeficiente se muestran mediante una curva, la cual tiene la siguiente forma:

<sup>49</sup> Fuente: [http://www.dewindco.com/eng/prcenter/record\\_01.asp](http://www.dewindco.com/eng/prcenter/record_01.asp)

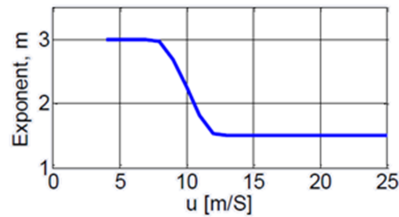


Figura 8.8: Evolución del coeficiente  $m$  en función de la velocidad del aire facilitada por DeWind.

Tal y como es posible apreciar, el coeficiente se mantiene constante e igual a 3 hasta una velocidad aproximada de 7,5 m/s. A partir de ahí, disminuye de forma casi lineal hasta los 12,5 m/s, también de forma aproximada, momento en el que el coeficiente se mantiene constante en un valor de 1,5.

El motivo de esta adaptación es que, al aplicar la ecuación del escalamiento de las velocidades de viento, se asume que la eficiencia de la turbina es constante a todas las velocidades de viento, cuando se sabe (por el coeficiente de potencia  $c_p$ ) que en realidad no es así. Cerca de la potencia nominal, la potencia extraída no es proporcional a  $v^3$ , sino a un exponente menor, el cual se intenta determinar en este método.

En la publicación donde se presenta este método, se expresa que entre las velocidades de 7~8 m/s y entre las de 12~13 m/s, la curva que define la variación del coeficiente de densidad  $m$  en función de la velocidad del viento sufre un “ajuste suave”, el cual no se expresa de manera explícita en ningún algoritmo.

Es por ello que, para desarrollar el caso práctico, se va a simplificar la curva del exponente de la siguiente forma:

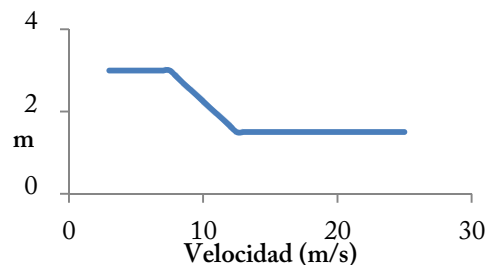


Figura 8.9: Modelización mediante Excel de la evolución del coeficiente  $m$  en función de la velocidad del aire.



Así, de forma explícita, el coeficiente  $m$  varía según la siguiente función, dependiente de la velocidad del viento:

$$\begin{cases} m = 3, & \text{si } v < 7,5\text{m/s} \\ m = -\frac{3}{10}v + 21/4, & \text{si } 7,5\text{m/s} \leq v < 12,5\text{m/s} \\ m = 3/2, & \text{si } v \geq 12,5\text{m/s} \end{cases}$$

Una vez se aplica la fórmula previa, se procede del mismo modo que en el apartado anterior, solo que con los nuevos valores de  $m$ . La curva de potencia resultante, junto con la original, se muestran en la siguiente figura:

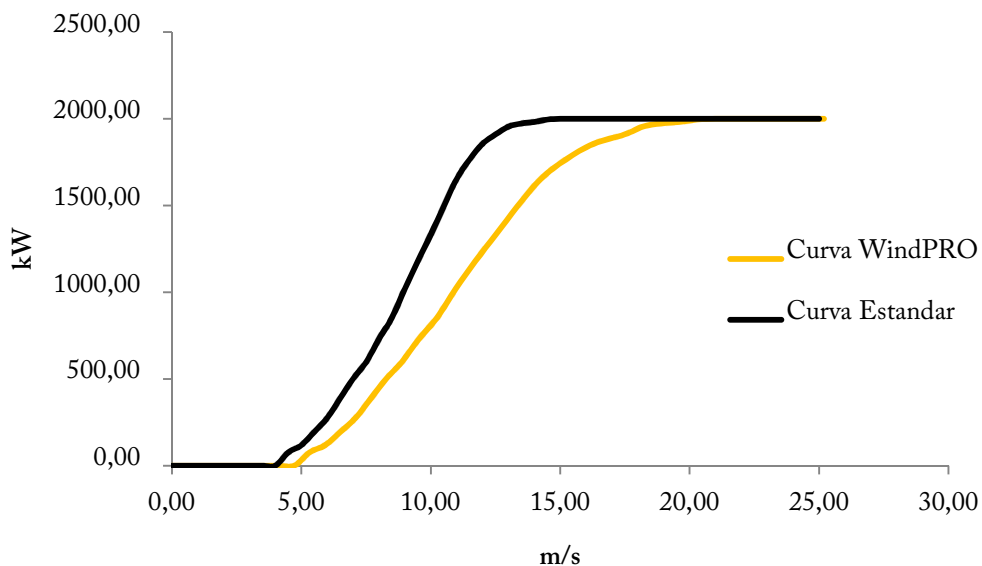


Figura 8.10: Curva de potencia obtenida mediante el método WindPRO.

### Método 3: Densidades energéticas equivalentes

Este método está basado en la adaptación de curvas de potencia propuesta por Norbert Hackenberg en su artículo *Desafíos para el aprovechamiento del potencial eólico en el altiplano boliviano*. En él, se muestra una curva de potencia de una turbina operando en el altiplano boliviano que ha sido adaptada desde una curva a condiciones estándar, de forma teórica. Para ello, el autor interpola las potencias en función de las densidades energéticas del viento, sin considerar eventuales cambios no lineales en el comportamiento aerodinámico del aerogenerador. El procedimiento es el siguiente:

### 1. Obtención de las densidades energéticas

Se obtienen las densidades energéticas correspondientes a las condiciones estándar para las velocidades dadas de la curva de potencia estándar utilizando la siguiente fórmula:

$$E = \frac{1}{2} \cdot \rho_{std} \cdot v^3$$

donde

$E$	Densidad energética del viento [ $\text{W/m}^2$ ]
$v$	Velocidad del viento en condiciones estándar [ $\text{m/s}$ ]
$\rho_{std}$	Densidad de la curva de potencia estándar [ $\text{kg/m}^3$ ]

### 2. Obtención de las velocidades correspondientes

Ahora, hay que obtener las velocidades de viento en las condiciones de La Ventolera que den las mismas densidades energéticas para cada velocidad de la curva de potencia estándar. Para ello, hay que despejar la ecuación anterior, obteniendo:

$$v_{nueva} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot E}{\rho}}$$

donde

$v_{nueva}$	Velocidad del viento correspondiente [ $\text{m/s}$ ]
$\rho$	Densidad del estándar [ $\text{kg/m}^3$ ]

### 3. Interpolación de las potencias

Una vez se tienen las velocidades nuevas con sus correspondientes potencias, se escalan estas últimas con las velocidades lineales mediante interpolación lineal de las mismas.

Aplicando este método a la curva estándar del aerogenerador para las condiciones de estudio, se obtiene la siguiente curva de potencia resultante:

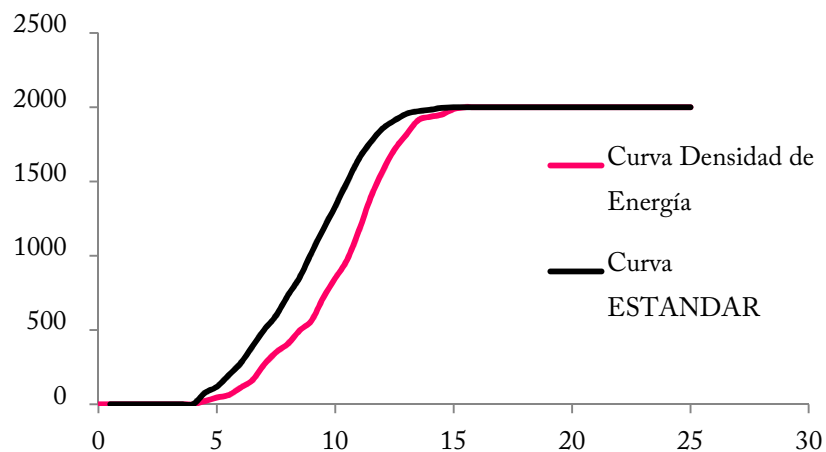


Figura 8.11: Curva de potencia obtenida mediante el método de la densidad energética.

### 8.3.4 Comparación de los resultados de los métodos

Una vez se han obtenido las curvas de potencia de todos los métodos, se representan simultáneamente en la siguiente figura, junto con la curva empírica con sus valores máximos y mínimos (en el *Anexo IX* se encuentra la figura 8.12 en mayor tamaño):

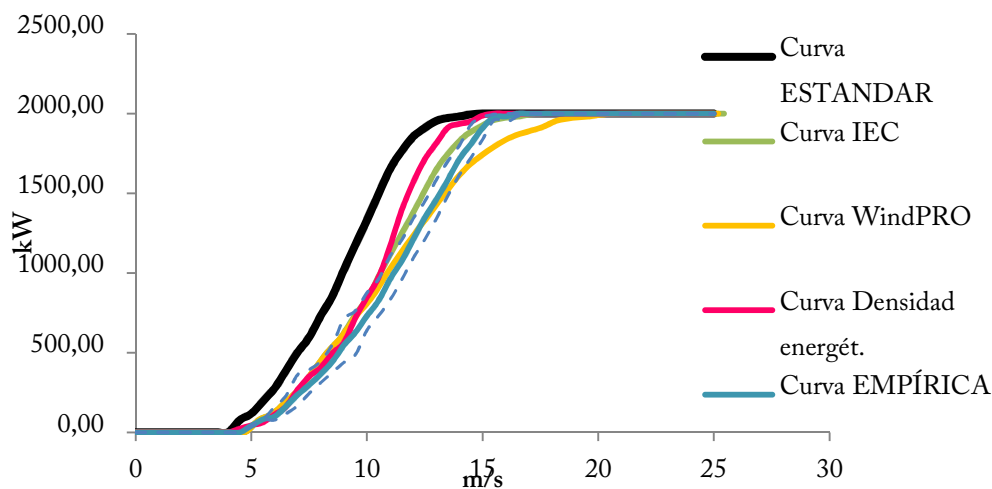


Figura 8.12: Representación simultánea de todos los métodos.

### 8.3.5 Análisis de los resultados

Observando la figura 8.12 se puede ver que ninguna de las tres curvas obtenidas por los tres distintos métodos es exactamente igual a la curva empírica facilitada por DeWind. Si bien hasta lo aproximadamente 8 m/s de velocidad de viento las tres curvas siguen prácticamente la misma trayectoria, a partir de entonces comienzan a divergir de forma significativa:

**Curva 1 (método adaptación de la norma internacional):** Hasta los 10 m/s aproximadamente, la curva sigue de forma bastante precisa la trayectoria de la curva empírica, si bien a partir de ese punto empieza a sobreestimar la producción energética en comparación con la curva objetivo, si bien se mantiene siempre en el límite con la nube de puntos de operación de la turbina. A partir de los 15 m/s vuelve a converger con la curva real.

**Curva 2 (método de WindPRO):** Hasta los 12,5 m/s la curva sigue prácticamente la misma trayectoria que la curva real. Sin embargo, a partir de entonces, la curva diverge y subestima la producción energética; a partir de los 15 m/s la curva sale incluso de los márgenes de los puntos de operación de la turbina.

**Curva 3 (método de las densidades energéticas equivalentes):** Hasta los 11 m/s aproximadamente, la curva sigue la misma trayectoria que la primera. A partir de ese punto, sobreestima la producción energética de forma incluso más notable que la curva número 1, saliendo de los márgenes de operación de la turbina.

Si se admite como método válido el del escalamiento de las velocidades en función del exponente  $m$ , podemos obtener la variación del mismo en función de la velocidad de la curva empírica. Para ello, se trata de despejar el exponente  $m$  de la expresión que se muestra a continuación, fórmula empleada en los dos primeros métodos:

$$v_{zona} = v_{std} \left( \frac{\rho_{std}}{\rho_{zona}} \right)^{1/m} \Rightarrow \frac{v_{zona}}{v_{std}} = \left( \frac{\rho_{std}}{\rho_{zona}} \right)^{1/m} \Rightarrow \ln \left( \frac{v_{zona}}{v_{std}} \right) = \frac{1}{m} \ln \left( \frac{\rho_{std}}{\rho_{zona}} \right)$$

De esta forma, el coeficiente  $m$  nos queda:

$$m = \frac{\ln\left(\frac{\rho_{std}}{\rho_{zona}}\right)}{\ln\left(\frac{v_{zona}}{v_{std}}\right)}$$

Una vez se ha obtenido la fórmula, se aplica a las velocidades correspondientes para unas determinadas potencias. La variación del coeficiente  $m$  con la velocidad del aire es la siguiente:

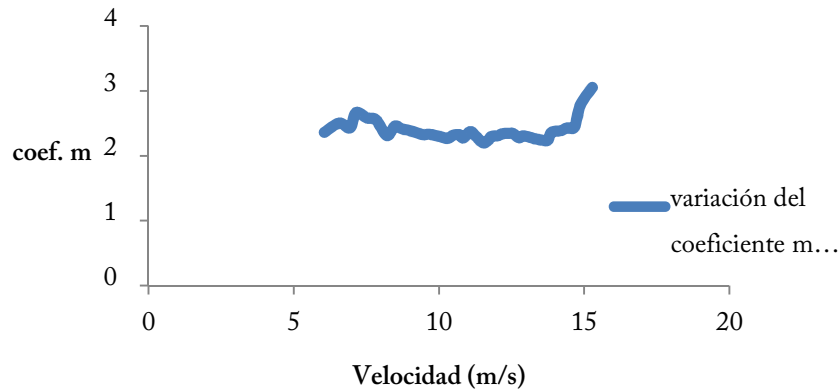


Figura 8.13: Variación empírica del coeficiente  $m$  de la curva medida.

Tal y como se puede extraer de los resultados,  $m$  toma un valor medio aproximado de 2,38.

### 8.3.6 Conclusiones

La curva que forma más similar tiene a la curva empírica es la obtenida mediante el método de la normativa internacional, si bien hay cierto error de sobreestimación. Por otra parte, el método WindPRO, si bien se adapta mejor hasta los 12,5m/s, a partir de esa velocidad comete errores de subestimación bastante grandes (de alrededor del 10%). Por último, el método de las densidades energéticas del viento sobreestima de forma mucho mayor la producción energética.

Tal y como se ve en la figura 8.13, el coeficiente con el que mejor se adaptaría la curva estándar a la empírica se mantendría casi constante con un valor aproximado de 2,4, si bien no es un resultado concluyente y además diverge para velocidades próximas a las de la

potencia nominal. Se necesitarían analizar más casos prácticos para ver la validez del coeficiente.

No es fácil sacar una conclusión definitiva, ya que habría que tratar de probar los métodos con más casos donde la densidad del aire sea extremadamente baja.

Por tanto, se puede concluir que los resultados no son definitivos y que la validez de los métodos no puede ser contrastada de forma correcta. De todos modos, para este proyecto, se va a tomar **el método de la norma internacional IEC 61400-12-1 como el método correcto**, dado que proporciona la curva que más se asemeja a la obtenida de forma experimental.

## 9. Generación final

Una vez que ya tenemos las especificaciones de la turbina y el análisis de la zona de estudio, se pasa a la predicción de la generación final del aerogenerador que se ha analizado.

### 9.1 Curva de potencia final

Aunque, desgraciadamente, no se ha logrado conseguir un método de predicción de la curva de potencia 100% válido, para este punto se utilizará el *método de la norma IEC* para adaptar la curva de potencias.

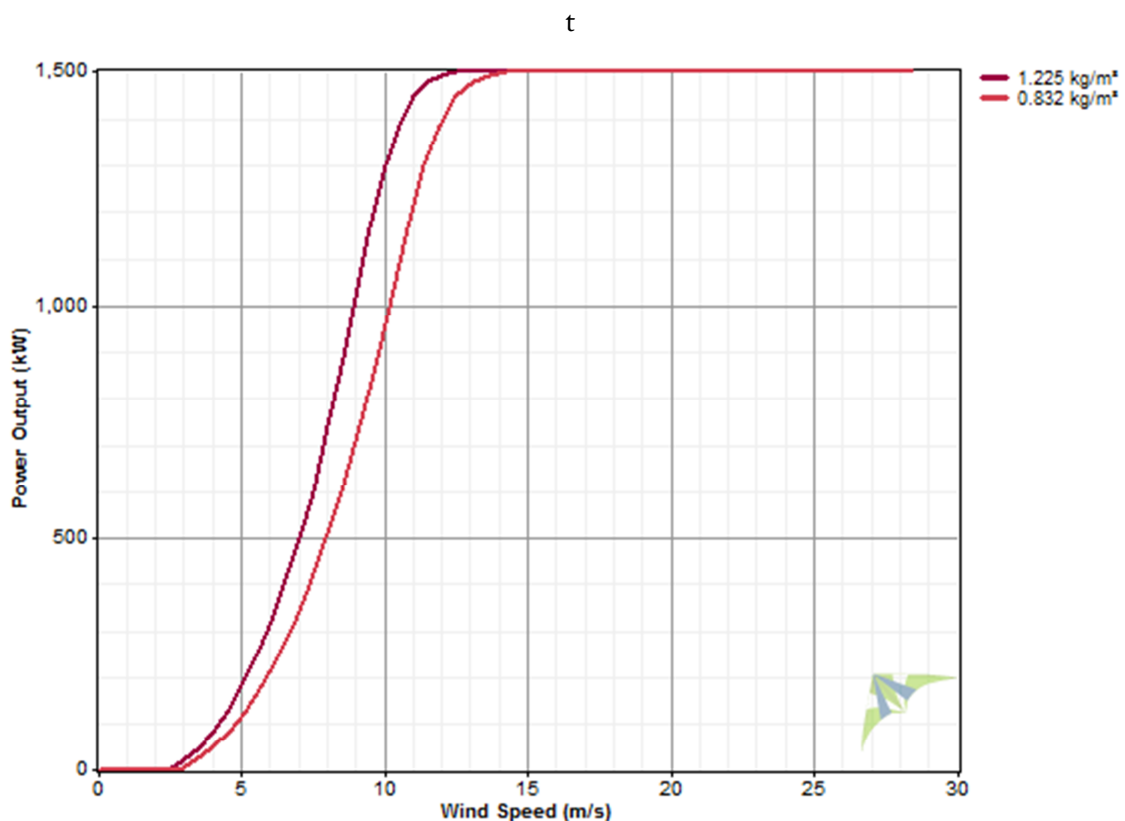


Figura 9.1: Curva de potencia estándar y adaptada mediante el método de la norma internacional IEC.

Se introducen las modificaciones de la curva original en Windographer y se obtiene la curva adaptada (Figura 9.1).

## 9.2 Previsión anual

Una vez se tiene la curva de potencia y las mediciones de viento (*apartado 3.3*), se hace el análisis de la previsión anual con Windographer. Se aceptan unas pérdidas genéricas del 6% por caídas imprevistas de la red, del 5% por la corrección de la dirección de la góndola y 4% en otras pérdidas, sumando un total de 14,27%. Estas pérdidas son utilizadas por Windographer por defecto y son comunes en la industria eólica.

Se va a introducir un nuevo parámetro que va a ayudar a determinar la viabilidad de la zona de estudio:

$$H = \frac{AEP}{P_{nom}}$$

$H$	Horas equivalentes [horas]
$AEP$	Producción energética anual [kWh]
$P_{nom}$	Potencia nominal del aerogenerador [kW]

Las horas equivalentes son el ratio entre la producción energética anual de una turbina y de su potencia nominal. Es un parámetro muy utilizado dentro de la industria eólica, ya que es un importante indicador de la viabilidad de un proyecto eólico. Representa, básicamente, las horas de un año a durante las cuales el aerogenerador se encuentra trabajando a potencia nominal. Las zonas que suelen ser viables requieren por lo menos 2000 horas equivalentes<sup>50</sup>

---

<sup>50</sup> Erich Hau, “Wind Turbines”, Springer, 2005



TABLA 9.1: Predicción de la producción anual para Corpa Grande							
	Altura de buje [m]	Velocidad media buje [m/s]	% tiempo fuera de funcionam.	Potencia media [kW]	Producción energética [kWh]	Horas equiv. [h]	Factor de planta
@0,832 Kg/m <sup>3</sup>	80	7,91	4,18	504,6	4420725	2981,35	33,6
@1,225 Kg/m <sup>3</sup>	80	7,91	3,01	638,1	5590056	3726,7	42,5

Si se observan los datos de la tabla 9.1, se puede ver como la producción energética baja de forma considerable en el caso de Corpa Grande, si se compara con la producción para el mismo régimen de viento en condiciones normales.

Se puede ver también como, para el caso de la zona de estudio, el aerogenerador pasa un 1% más del tiempo sin funcionar que si estuviese a la altura del mar. Esto se debe a que la  $v_{in}$ , velocidad del viento a partir de la cual el aerogenerador empieza a producir electricidad, es más alta en el caso de Corpa Grande, por la baja densidad de aire.

En cuanto a la producción energética, se puede observar como para el caso de estudio la producción es un 21,1% menor que en condiciones estándar, con un factor de planta también bastante más reducido que en el caso estándar.

## 10. Resultados y Conclusiones

Una vez desarrollados todos los puntos del proyecto, se procede a exponer los resultados y las conclusiones del mismo:

- El estudio de la implantación en la zona de Corpa Grande de un parque de aerogeneradores ha dado como resultado una zona con aproximadamente 2900 horas equivalentes de producción energética. Aunque este es un buen dato, hay que saber interpretarlo y contextualizarlo.

Para empezar, los cálculos están basados en datos creados artificialmente mediante un simulador computacional en intervalos de 30 min, con lo que queda patente que los resultados derivados de estos datos no son sino meras aproximaciones de la realidad. Hay que tener en cuenta que una pequeña variación en la velocidad del viento tiene un impacto severo en la densidad energética que posee el mismo, ya que ésta última depende de la tercera potencia de la primera. Además, los únicos datos con los que se ha contado han sido de velocidades de viento, sin tener en cuenta ni sus direcciones, temperaturas o efectos del terreno. Se sabe, del mismo modo, que la curva de potencia predicha para la zona de estudio, aunque se toma como válida, no está calculada de forma empírica, luego la producción energética puede variar.

Por lo tanto, tanto el dato de las horas equivalentes como el de la producción energética **no se pueden tomar como definitivos**, si bien indica que es una **zona candidata a ser estudiada** con mediciones reales.

- La elección de turbinas de tipo III para la zona, desde el punto de vista de la producción energética, ha sido un **acierto**. Después de haber analizado con Windographer turbinas de tipo de viento superiores para el mismo régimen de viento, las turbinas de tipo III han sido las turbinas que **mayor factor de planta, producción energética anual y número de horas equivalentes** han proporcionado.

- Todos los componentes de la góndola con sistemas de refrigeración han sido analizados tanto en condiciones estándar como en las condiciones de la zona estudio. Los resultados de las pruebas en las segundas condiciones han dado como resultado un funcionamiento incorrecto de todos los elementos. Cabe destacar el caso del generador donde, al haber dos circuitos distintos, la disminución en el rendimiento ha sido mayor, produciéndose **sobrecalentamientos superiores a los 60 °C respecto a la temperatura límite de funcionamiento**. La baja presión atmosférica de la zona hace que, dejando a un lado la bajada de densidad, ciertas propiedades del aire, como la viscosidad cinemática (crítica para la transmisión de calor de los fluidos por convección) también disminuyan de forma muy acusada.

Muchas de las soluciones planteadas han consistido en el aumento proporcional del caudal másico, solución que, generalmente, reportaba resultados satisfactorios. El problema inherente al aumento del caudal es que requiere un aumento de la potencia de los ventiladores utilizados, con las consecuencias que ello acarrea (hay que tener en cuenta que los aumentos de caudal son, en algunas de las soluciones, mayores del 50% del original).

- Para el intercambiador de calor de la multiplicadora, la modificación más factible parece **la segunda**, ya que solo hace falta un **aumento del 14% del caudal de aire y un aumento del 14% también en el área de transferencia térmica**, lo que implica incrementar únicamente **15 cm** una de las dimensiones del intercambiador.
- 
- De entre las tres soluciones para adaptar el equipo de refrigeración del generador, **la primera** parece la más adecuada, ya que **únicamente** habría que **adaptar caudales**. Con la segunda, a parte de los caudales (que además serían del orden de magnitud de los de la primera solución), también habría que agrandar el área de transferencia térmica en un **50%**. La tercera solución puede ser interesante, por el hecho de **no necesitar aumentar los caudales de aire, al contrario que en las otras soluciones**, pero tiene el inconveniente de tener que **instalar una máquina de 2 MW**, lo que, por dimensiones y peso del equipo, se desconoce si puede llegar a ser factible sin

ninguna otra adaptación. Además, debería funcionar a una potencia nominal de 1,28 MW.

- Para el intercambiador de calor del equipo de conversión de potencia, la única solución propuesta ha sido la del **aumento del flujo de aire hasta conseguir el flujo másico original**. El motivo de la única propuesta de solución ha sido que plantear un aumento del área de los disipadores no parecía posible, ya que el diseño de los compartimientos es único y **no se puede modificar**.
- En general, se puede decir que, durante todo el desarrollo del proyecto, se han encontrado **prácticamente todos los problemas** que se predecían en las dos publicaciones disponibles a cerca de los retos de la generación eólica dentro en grandes altitudes. Hay problemas, como el del hielo en las palas, que no se han analizado puesto que es un problema que no se presenta en la zona de estudio.
- Como conclusión general, parece claro que la implantación de parques eólicos en grandes altitudes va a estar supeditada a los sobrecostos de las adaptaciones técnicas y a la disminución de la generación eléctrica. Tal y como se ha dicho, para la zona de Corpa Grande, habría que realizar un estudio detallado con mediciones reales. En caso de obtener resultados similares a los de este proyecto, sí que a priori sería factible desde el punto de vista energético la instalación de un parque de aerogeneradores.

## Bibliografía

- [1] American Wind Energy Association, “Wind Energy Sitting Handbook”, 2008
- [2] Tony Burton, David Sharpe, Nick Jenkins, Ervin Bossanyi, “Wind Energy Handbook”, Chichester, New York, Weinheim, Brisbane, Singapore, Toronto, 2001
- [3] David A. Spera, “Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering”, New York, 2009
- [4] S. M. Mueen, “Wind Energy Conversion Systems”, Springer-Verlag London, 2012
- [5] J. F. Manwell, J. G. McGowan, A.L. Rogers, “Wind Energy Explained”, Wiley, 2009
- [6] Mamfred Stiebler, “Wind Energy Systems for Electric Power Generation”, Springer, 2008
- [7] Ahmad Hemami, “Wind Turbine Technology”, Cengage learning, 2012
- [8] Erich Hau, “Wind Turbines”, Springer, 2005
- [9] Thomas Ackerman, “Wind Power in Power Systems”, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2005
- [10] Siegfried Heier, “Grid Integration of Wind Energy Conversion Systems”, John Wiley, 1998
- [11] Bogdan D. Horbaniuc, “Refrigeration and Air-Conditioning”, Encyclopedia of Energy, Volume 5, 2004

- [12] Yunus A. Çengel, Michael A. Boles, “Termodinámica”, McGraw Hill, Sexta edición
- [13] Adolfo F. González, Ricardo M. Cesari, Rubén O, Vicioli, “Materiales Magnéticos”, 2009
- [14] Gonzalo Abad, Jesús López, Miguel A. Rodríguez, Luis Marroyo, Grzegorz Iwanski, “Double Fed Induction Machine”, Wiley, 2011
- [15] Norbert Hackenberg, “Desafíos para el aprovechamiento del potencial eólico en el altiplano boliviano”, Revista CINER, diciembre 2012
- [16] Latif M. Jiji, “Heat Convection”, Springer, 2006
- [17] J. Holman, “Heat Transfer”, McGraw Hill, 6ª edición, 2010
- [18] Louis Theodore, “Heat Transfer Applications for the Practicing Engineer”, Wiley
- [19] DeWind, “El Veladero 2009 update”, 2009
- [20] DEWI, “Technical Aspects of Wind Power Utilisation in High Altitudes of Northern Chile”, DEWI-DD08-019.05
- [21] Charles Bicknell, Shannon Donohue, Katie Gustafson “Impact of Altitude and Climate on Energy Measures”, Cadmus, 2011
- [22] Barney L. Capehart, “Encyclopedia of Energy Engineering and Technology”, University of Florida, 2007

# ANEXOS

## Anexo I: Lista de aerogeneradores de Windographer

TABLA A.1: Lista de aerogeneradores disponibles en Windographer				
Modelo de turbina	Compañía	Tipo de control	Potencia (kW)	Tipo de turbina
AW 70/1500 Class I	ACCIONA		1500	Double feed
AW 70/1500 Class II	ACCIONA		1500	Double feed
AW 77/1500 Class II	ACCIONA		1500	Double feed
AW 77/1500 Class III	ACCIONA		1500	Double feed
AW 82/1500 Class IIIb	ACCIONA		1500	Double feed
D8.1	DEWIND		2000	Direct drive
D8.2	DEWIND		2000	Direct drive
74	ALSTOM		1670	Direct drive
80 <sup>51</sup>	ALSTOM		1670	Direct drive
80 2.0	ALSTOM		2000	Direct drive
E82 <sup>52</sup>	ENERCON		2000	Direct drive
FL 1500 70m <sup>53</sup>	FUHLRLÄNDER		1500	Double feed
FL 1500 77m	FUHLRLÄNDER		1500	Double feed
FL MD 70 <sup>54</sup>	FUHLRLÄNDER		1500	Double feed
FL MD 77	FUHLRLÄNDER		1500	Double feed
G80-2,0 MW	GAMESA		2000	Double feed
G83-2,0 MW	GAMESA		2000	Double feed
G87-2,0 MW	GAMESA		2000	Double feed
G90-2,0 MW	GAMESA		2000	Double feed
GE 1,5s <sup>55</sup>	GE		1500	Double feed

<sup>51</sup> <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/eco-80-wind-turbine-platform.pdf>

<sup>52</sup> <http://www.enercon.de/es-es/e-82-2000kW.htm>

<sup>53</sup> <http://www.fuhrlaender.de/de/technik/produkte/fl-1500/fl-1500-technische-daten.html>

<sup>54</sup> <http://www.fuhrlaender.de/technik/produkte/fl-md-7077/md-70-77-technische-daten.html>

GE 1,5sle	GE	1500	Double feed
GE 1,5xle <sup>56</sup>	GE	1500	Double feed
HS90 <sup>57</sup>	HYOSUNG	2000	Double feed
S70/1500	NORDEX	1500	Double feed
S77/1500 <sup>58</sup>	NORDEX	1500	Double feed
MD70	REPOWER	1500	Double feed
MD77	REPOWER	1500	Double feed
MM70	REPOWER	2000	Double feed
SL1500/60 <sup>59</sup>	SINOVEL	1500	
SL1500/70	SINOVEL	1500	
SL1500/77	SINOVEL	1500	
SL1500/82	SINOVEL	1500	
S.82/1500 <sup>60</sup>	SUZLON	1500	J. ardilla
S.88/2000 <sup>61</sup>	SUZLON	2000	J. ardilla
U88 <sup>62</sup>	UNISON	2000	Direct drive
U93	UNISON	2000	Direct drive
70	VENSYS	1500	Direct drive
77 <sup>63</sup>	VENSYS	1500	Direct drive
V100	VESTAS	1800	Double feed
V80 (1,8MW)	VESTAS	1800	Double feed
V80 (2MW)	VESTAS	2000	Double feed
V82 (1,65MW)	VESTAS	1650	Double feed
V90 (1,8MW)	VESTAS	1800	Double feed
V90 (2MW) <sup>64</sup>	VESTAS	2000	Double feed

<sup>55</sup> [http://www.ge-](http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/wind_turbines/ge_1.5_77_wind_turbine.jsp)

[energy.com/products\\_and\\_services/products/wind\\_turbines/ge\\_1.5\\_77\\_wind\\_turbine.jsp](http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/wind_turbines/ge_1.5_77_wind_turbine.jsp)

<sup>56</sup> [http://www.thewindpower.net/turbine\\_en\\_57\\_ge-energy\\_1.5sle.php](http://www.thewindpower.net/turbine_en_57_ge-energy_1.5sle.php)

<sup>57</sup> <http://www.hyosungpni.com/eng/product/GreenEnergy/WindTurbineSystem/HS90.jsp>

<sup>58</sup> [http://www.nordex-online.com/en/produkte-service/wind-turbines/s77-15-mw/product-data-sheet-s77-15mw.html?no\\_cache=1](http://www.nordex-online.com/en/produkte-service/wind-turbines/s77-15-mw/product-data-sheet-s77-15mw.html?no_cache=1)

<sup>59</sup> <http://www.sinovel.com/en/procducts.aspx?ID=150>

<sup>60</sup> <http://www.suzlon.com/pdf/S82-1-5-MW-Suzlon-Product-Brochure.pdf>

<sup>61</sup> <http://www.suzlon.com/pdf/S88-2-1MW-Suzlon-Product-Brochure.pdf>

<sup>62</sup> [http://www.unison.co.kr/Eng/Business/Wind\\_turbine/Wind\\_turbine.aspx](http://www.unison.co.kr/Eng/Business/Wind_turbine/Wind_turbine.aspx)

<sup>63</sup> <http://www.vensys.de/energy/produkte-und-service/vensys-1-5-mw.php>



## Anexo II: Cálculo teórico de las pérdidas por Histéresis

El circuito magnético del generador está formado por materiales ferromagnéticos, con el fin de favorecer el paso del flujo a través de ellos. En este caso el acero al silicio, material con gran permeabilidad magnética, lo que favorece el flujo magnético. Cuando un flujo atraviesa un material ferromagnético, los momentos magnéticos de los átomos cercanos se alinean de tal forma que se crean dominios magnéticos (pequeños imanes permanentes).

En un principio, en ausencia de cualquier tipo de campo magnético, los dominios del material ferromagnético se posicionan de forma aleatoria, de tal forma que el momento magnético total es nulo. La densidad de flujo es, por lo tanto, igual a cero.

Al someterlo a un campo magnético de intensidad  $H$ , los dominios tienden a orientarse en la dirección de  $H$ , por lo que el momento magnético total del material toma un valor  $M$  de la misma dirección que  $H$ . Gracias a esto se crea una densidad de flujo  $B$ , como resultado de la suma de las densidades de flujo de ambos campos:

$$B = \mu_0 H + \mu_0 M = \mu_0 \left( 1 + \frac{M}{H} \right) H = \mu_0 \mu_r H = \mu H$$

Una vez que todos los dominios del material se han alineado con el campo magnético  $H$ , el material no puede seguir forzando los incrementos del campo magnético, por lo que entra en **saturación** (punto a de la figura 2). A partir de este punto, la permeabilidad incremental del material ( $\mu$ ) será la del vacío y no habrá una relación lineal entre la intensidad del campo exterior  $H$  y la densidad de flujo  $B$ .

Una vez en este punto, si se disminuye el campo magnético  $H$ , los dominios comienza a moverse hacia su dirección inicial, hasta que encuentran una posición estable a la cual se le llama *magnetización fácil*. Esto hace que el material tenga un efecto memoria, que hace que el recorrido de vuelta sea distinto al inicial (recorrido desde el punto a al punto b).

Cuando el campo  $H$  ha sido completamente anulado, los dominios del material mantienen una componente global distinta de cero, lo que origina lo que se conoce como una inducción magnética remanente<sup>65</sup>,  $B_r$  (punto b).

Una vez en este punto, si se quiere cancelar la inducción magnética del material, habrá que aplicar un campo magnético de dirección contraria al anterior. Al campo magnético necesario para cancelar del todo la inducción magnética remanente se le conoce como campo coercitivo,  $H_c$  (punto c de la figura 2)

Si el campo magnético sigue aumentando, se producirá de nuevo el efecto de saturación anterior, sólo que en la dirección opuesta.

Si se intenta, de nuevo, volver al estado inicial del material, se volverá de nuevo al estado de saturación inicial, completándose así el ciclo de histéresis del material ferromagnético.

Las pérdidas por histéresis que se producen en el material son debidas a la energía necesaria para mover los momentos magnéticos de los dominios durante un ciclo de magnetización.

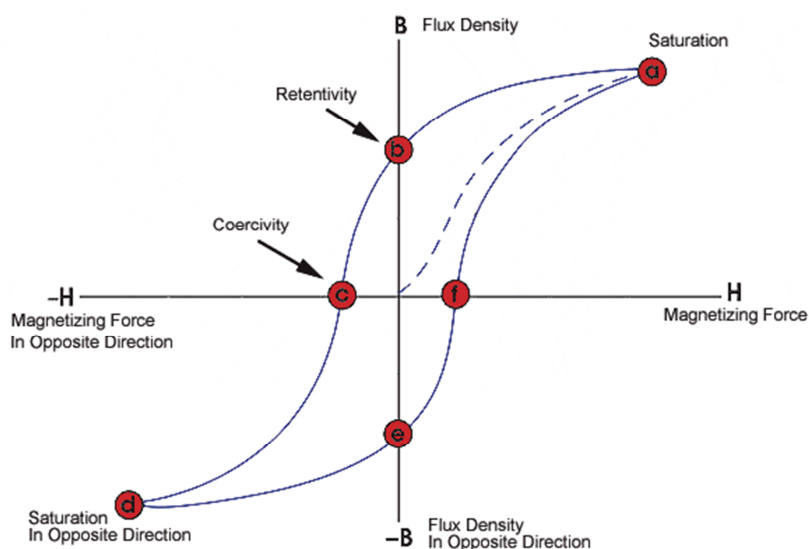


Figura A1: Ciclo de histéresis en un material ferromagnético sometido a un campo variable

<sup>65</sup> Este efecto permite crear imanes permanentes

Se puede hacer una aproximación de este ciclo mediante una forma cuadrática de segundo orden (elipse rotada):

$$\frac{B^2}{k_1} + \frac{H^2}{k_2} + \frac{BH}{k_3} = 1$$

Para el caso de un núcleo magnético de longitud  $l$  y área  $A$  sobre el que se han bobinado  $N$  espiras por las cuales se hace circular una intensidad  $i$ , la energía perdida en cada ciclo  $W_h$  va a ser:

$$W_h = \int_0^T e i dt = \oint N i d\phi = \oint H l d\phi = \oint H l A dB = l A \oint H dB$$

El primer término de la expresión anterior muestra el volumen del núcleo magnético, mientras que el segundo expresa el área del ciclo.

El área del ciclo se puede expresar en función de  $B_{max}$ :

Si la frecuencia de trabajo de la intensidad es  $F$ , la potencia perdida va a ser la siguiente:

$$P_h = \eta F W_h \rightarrow P_h = \eta F B_{max}^n \cdot 10^{-7} [W]$$

con

$\eta$	Coefficiente de histéresis
$n$	1,6 para $B < 1$ y 2 para $B > 1$

Las pérdidas en el hierro pueden ser modeladas utilizando la siguiente fórmula<sup>66</sup>:

$$P_{fe} = a f B^2 + b (\Delta f B)^2$$

---

<sup>66</sup> Gonzalo Abad, Jesús López, Miguel A. Rodríguez, Luis Marroyo, Grzegorz Iwanski, “Double Fed Induction Machine”, Wiley, 2011

## Anexo III: Cálculos multiplicadora

### 1. Sistema estándar

#### Ensayo del sistema en condiciones estándar

Hipótesis de partida:

- Se considera el aire un gas ideal e incompresible.
- Se considera el aceite como un fluido incompresible.
- Se desprecia el efecto de los bordes del intercambiador así como la resistencia térmica de las paredes<sup>67</sup>.
- Se estudian las transferencias de calor en régimen permanente y estado estacionario.
- Las propiedades físicas de los fluidos no varían dentro del rango de trabajo

#### Obtención de los coeficientes de convección

<b>TABLA A.2: Aire (fluido frío)</b>
$l_a = 0,1 \text{ m}$ (Longitud del conducto de aire)
$p_a = 2,01 \text{ m}$ (Perímetro bañado en cada conducto de aire)
$s = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ (Sección de paso de aire para cada conducto)
$d_h = 4 \frac{s}{p_a} = 9,95 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ (Diámetro hidráulico)
$Q_a = v \cdot s \cdot n \Rightarrow n = 101 \rightarrow v = 15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (Velocidad del aire)

Las propiedades de los fluidos habrá que tomarlas a la temperatura de película correspondiente a cada uno de ellos. Como en un principio no se conocen las temperaturas de salida, hay que suponerlas. Para el caso del aire:

$$\text{Temperatura de película: } t_{ma} = \frac{30+40}{2} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

---

<sup>67</sup> Al ser las paredes tan estrechas y estar hechas de aluminio, se considera uniforme la temperatura del intercambiador.

**TABLA A.3: Propiedades del aire para la temperatura de película (35 °C)**

$$k_{\text{aire}} = 0,02625 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 0,7268$$

$$\mu = 1,895 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$C_p = 1,007 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

$$\nu = 1,655 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\rho = 1,145 \frac{kg}{m^3}$$

El caudal másico será, por lo tanto:

$$\dot{m} = Q \cdot \rho = 8,673 \frac{kg}{s}$$

Una vez se tienen todos los datos, se calcula el coeficiente de convección. Para ello se utilizan la definición del número de Reynolds y la expresión de Dittus-Boelter del número de Nusselt :

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = 9018,13 \\ Nu_{d_h} = 0,023 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 29,54 \end{array} \right. \Rightarrow h_1 = \frac{Nu_{d_h} \cdot k_{\text{aire}}}{d_h} = \mathbf{77,93} \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

**TABLA A.4: Aceite (fluido caliente)**

$$l_{ac} = 1 \text{ m } (\text{Longitud del conducto del aceite})$$

$$p_{ac} = 0,21 \text{ m } (\text{Perímetro bañado en cada conducto del aceite})$$

$$s_{ac} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 (\text{Sección de paso del aceite para cada conducto})$$

$$d_h = 4 \frac{s_{ac}}{p_{ac}} = 9,52 \cdot 10^{-3} \text{ m } (\text{Diámetro hidráulico})$$

$$Q_{ac} = 125 \frac{l}{min} = 2,083 \frac{m^3}{s} = v \cdot s_{ac} \cdot n \Rightarrow n = 100 \rightarrow v = 0,04166 \frac{m}{s} (\text{Velocidad del aceite})$$

Del mismo modo que antes, se toman las propiedades del aceite a la temperatura de película correspondiente. Se vuelve a suponer la temperatura de salida:

$$\text{Temperatura de película: } t_{ma} = \frac{80+60}{2} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

TABLA A.5: Propiedades del aceite para la temperatura de película (50 °C)	
$k_{aceite} = 0,1424$	$\frac{W}{m^{\circ}\text{C}}$
$Pr = 2021$	
$\mu = 18,987 \cdot 10^{-3}$	$\frac{kg}{m \cdot s}$
$C_p = 1,929$	$\frac{kJ}{kg^{\circ}\text{C}}$
$\nu = 2,239 \cdot 10^{-5}$	$\frac{m^2}{s}$
$\rho = 847,9$	$\frac{kg}{m^3}$

Del mismo modo que en el caso del aire, ahora se calcula el coeficiente de convección:

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{dh} = \frac{\nu \cdot d_h}{\nu} = 17,713 \\ Nu_{dh} = 0,023 \cdot Re_{dh}^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 2,249 \end{array} \right. \Rightarrow h_2 = \frac{Nu_{dh} \cdot k_{aceite}}{d_h} = \mathbf{33,64 \frac{W}{m^2^{\circ}\text{C}}}$$

## Eficacia

Ahora se pasa a calcular la eficacia del intercambiador. Para ello, primero se calculan la relación de capacidad y en número de unidades de transmisión:

$$U \cdot A = \frac{A}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = 493,44 \frac{W}{^{\circ}\text{C}}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \left\{ \begin{array}{l} C_{aceite} = (\dot{m}C_p)_{aceite} = 3406,61 \frac{W}{^{\circ}\text{C}} = C_{min} \\ C_{aire} = (\dot{m}C_p)_{aire} = 8733,71 \frac{W}{^{\circ}\text{C}} = C_{max} \end{array} \right. \Rightarrow NTU = \mathbf{0,1448}$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} = \mathbf{0,39}$$

Se aplica la fórmula de la eficacia para intercambiadores de flujo cruzado:

$$\varepsilon = 1 - \exp\{ C_R NTU^{0,22} [\exp(- C_R NTU^{0,22}) - 1] \} = \mathbf{0,1295}$$

En este caso la capacidad térmica de flujo del fluido frío es la máxima. Es por ello que la expresión de la efectividad en función de las temperaturas queda de la siguiente forma, pudiendo obtener de forma directa la temperatura a la salida del aceite:

$$\varepsilon = \frac{(t_{ce} - t_{cs})}{(t_{ce} - t_{fe})} \Rightarrow t_{cs} = \mathbf{73,5\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Una vez se conoce la temperatura de salida del fluido caliente se puede conocer la potencia calorífica evacuada al mismo de la siguiente forma:

$$\dot{q}_1 = (t_{ce} - t_{cs}) \cdot (\dot{m}C_p)_{aceite} = \mathbf{22142,97\text{ W}}$$

Por lo tanto, se tiene que con un solo intercambiador la potencia calorífica total evacuada será de 22,143 kW, por lo que no sería suficiente para evacuar los 40 kW.

Si se coloca otro intercambiador de las mismas dimensiones en serie con el primero, la única variación<sup>68</sup> será la temperatura de entrada del aceite, por lo que es posible calcular la temperatura de salida de nuevo:

$$t_{ce} = 73,5\text{ }^{\circ}\text{C} \Rightarrow \varepsilon = \frac{(t_{ce} - t_{cs})}{(t_{ce} - t_{fe})} \Rightarrow t_{cs} = \mathbf{67,9\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

---

<sup>68</sup> Las propiedades del aceite que atañen a la transferencia de calor apenas varían

Del mismo modo que en el caso anterior, se calcula el calor evacuado en el segundo intercambiador:

$$\dot{q}_2 = (t_{ce} - t_{cs}) \cdot (\dot{m}C_p)_{aceite} = \mathbf{19077,02\ W}$$

De esta forma, el conjunto de los dos intercambiadores evacúan una potencia calorífica de:

$$\dot{q}_1 + \dot{q}_2 = \mathbf{41220\ W}$$

Potencia suficiente para evacuar el calor requerido.

### Ensayo del sistema en condiciones de la zona de estudio

En este caso, se va a ensayar el sistema en las condiciones de Corpa Grande. Las dimensiones de los conductos, así como el caudal volumétrico, permanecen inalterados. Las hipótesis de partida van a ser las mismas del caso anterior; la principal variación respecto a las condiciones estándar va a estar causada por la variación de la presión atmosférica, la cual varía en función de la altura de la siguiente función:

$$P(z) = P_0 \left(1 - \frac{Bz}{T_0}\right)^{g/RB}$$

donde

$P$	Presión [Pa]
$P_0$	Presión estándar [101325 Pa]
$B$	Constante de temperatura [0,0065 K/m]
$z$	Altura [m]
$T_0$	Temperatura estándar [288,16 K]
$g$	Aceleración de la gravedad [9,81 m/s <sup>2</sup> ]
$R$	Constante del aire [287 J/kgK]

Se puede consultar el desarrollo de la en el *Anexo VI*. Por tanto, aplicando la fórmula, se tiene que la presión atmosférica de la zona va a ser de **0,621 atm**. La influencia de la presión será visible en los fluidos de la siguiente forma:



### Obtención de los coeficientes de convección

Se van a mantener las mismas temperaturas de película que en el apartado anterior, solo que para el caso de un gas ideal (aire), las propiedades  $C_p$ ,  $k$ ,  $\mu$  y  $Pr$  son independientes de la presión, mientras que las propiedades  $\nu$  y  $\rho$  se determinan al multiplicar  $\rho$  a la temperatura dada por la presión  $P$  en atmósferas y al dividir  $\nu$  por la presión  $P$ <sup>69</sup>.

**TABLA A.6: Propiedades del aire para la temperatura de película (35 °C)**

$k_{aire} = 0,02625 \frac{W}{m^{\circ}C}$
$Pr = 0,7268$
$\mu = 1,895 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$
$C_p = 1,007 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$
$\nu' = \frac{\nu}{P} = 2,68 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
$\rho' = \rho \cdot P = 0,711 \frac{kg}{m^3}$

El caudal másico será, por lo tanto:

$$\dot{m} = Q \cdot \rho' = 5,386 \frac{kg}{s}$$

El coeficiente de convección queda de la siguiente forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = 5569,03 \\ Nu_{d_h} = 0,023 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 20,09 \end{array} \right. \Rightarrow h_1 = \frac{Nu_{d_h} \cdot k_{aire}}{d_h} = 53 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Para el aceite, las propiedades son las mismas independientemente de la presión, ya que las variaciones son prácticamente nulas, por lo que:

$$h_2 = 33,64 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

<sup>69</sup> y <sup>39</sup> Fuente: Thermophysical Properties of Matter, Vol 3: Thermal Conductivity, Y.S. Touloukian, P.E. Liley, S.C. Saxena.

### Eficacia

Al cambiar el flujo másico y el coeficiente de convección del aire, la eficacia del intercambiador también va a variar:

$$U \cdot A = \frac{A}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = 432,15 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \begin{cases} C_{aceite} = (\dot{m}C_p)_{aceite} = 3406,61 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{min} \\ C_{aire} = (\dot{m}C_p)_{aire} = 5781,34 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{max} \end{cases} \Rightarrow NTU = \mathbf{0,1268}$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} = \mathbf{0,59}$$

Aplicando la fórmula de la eficacia, nos queda que  $\varepsilon = \mathbf{0,1127}$ . Aplicando la expresión de la eficacia en función de las temperaturas, se halla la temperatura de salida del aceite en el primer intercambiador:

$$\varepsilon = \frac{(t_{ce} - t_{cs})}{(t_{ce} - t_{fe})} \rightarrow t_{cs} = \mathbf{74,4^{\circ}C}$$

Lo que hace que la potencia calorífica total extraída al aceite sea de

$$\dot{q}_1 = (t_{ce} - t_{cs}) \cdot (\dot{m}C_p)_{aceite} = \mathbf{19077,02 W}$$

Siguiendo el mismo procedimiento que en el apartado anterior, se obtiene la potencia extraída al aceite en el segundo intercambiador:

$$t_{cs} = \mathbf{69,4^{\circ}C} \text{ y } \dot{q}_2 = \mathbf{17033,05 W}$$

El calor evacuado en total es el siguiente:

$$\dot{q}_1 + \dot{q}_2 = \mathbf{36110,07 W}$$

Potencia que no cumple los requerimientos planteados

## 2. Modificaciones

### Ensayo del sistema modificado I: Variación del flujo másico del aire

El caudal másico del aire en condiciones de diseño es de  $\dot{m} = 8,673 \text{ kg/s}$  de aire en cada uno de los dos intercambiadores. Para lograr ese caudal másico, va a haber que generar un caudal volumétrico de:

$$Q' \cdot \rho' = \dot{m} \rightarrow \rho' = \rho \cdot P = 0,711 \rightarrow Q' = \mathbf{12,198 \text{ m}^3}$$

donde

$\rho$	Densidad del aire en condiciones estándar [ $1,225 \text{ kg/m}^3$ ]
$\rho'$	Densidad del aire en condiciones Corpa Grande [ $\text{kg/m}^3$ ]
$P$	Presión de Corpa Grande [ $0,621 \text{ atm}$ ]

Como consecuencia del aumento del caudal volumétrico, la velocidad del flujo de aire también varía:

$$Q' = v' \cdot s \cdot n \Rightarrow n = 101 \rightarrow v' = \mathbf{24,15 \frac{m}{s}}$$

Las propiedades del aire van a ser las del ensayo en condiciones de Corpa Grande (tabla A.6) y las del aceite tampoco se modifican.

El coeficiente de convección para el aire sí que va variar, ya que la velocidad relativa del fluido ha variado:

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = 9018,13 \\ Nu_{d_h} = 0,023 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 29,54 \end{array} \right. \Rightarrow h_1 = \frac{Nu_{d_h} \cdot k_{aire}}{d_h} = \mathbf{77,93 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}}$$

Coeficiente que es el mismo que en condiciones estándar. Como el coeficiente del aceite no varía, el coeficiente global de transmisión de calor es igual que en el caso de diseño. Esto implica que la **eficacia** del intercambiador es **la misma** que en el **caso original**.

Como consecuencia, el calor total evacuado por todo el sistema es igual al original:

$$\dot{q}_1 + \dot{q}_2 = 41220 \text{ W}$$

### Ensayo del sistema modificado II: Variación del área de transferencia térmica

La modificación del caudal y el conducto del aire van a hacer que aparezca una pequeña variación en el coeficiente de convección del aire. El resto de parámetros permanecerán inalterados.

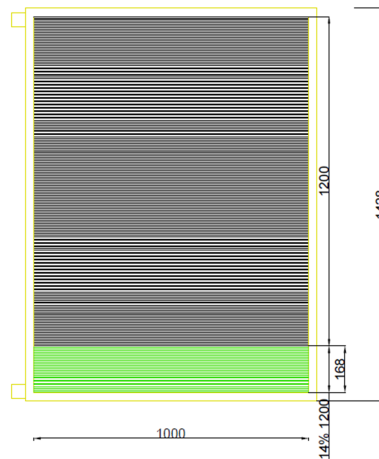


Figura A.2: Esquema con el aumento del área del intercambiador

<b>TABLA A.7: Aire (fluido frío)</b>
$l_a = 0,1 \text{ m}$ (Longitud del conducto de aire)
$p_a = 2,30 \text{ m}$ (Perímetro bañado en cada conducto de aire)
$s = 5,71 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ (Sección de paso de aire para cada conducto)
$d_h = 4 \frac{s}{p_a} = 9,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ (Diámetro hidráulico)
$Q_a = v \cdot s \cdot n \Rightarrow n = 101 \rightarrow v = 15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (Velocidad del aire)

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = 5574,63 \\ Nu_{d_h} = 0,023 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 20,1 \end{array} \right. \Rightarrow h_1 = \frac{Nu_{d_h} \cdot k_{\text{aire}}}{d_h} = 52,97 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Ahora, con el nuevo área, obtenemos la eficacia del intercambiador:

$$U' \cdot A' = \frac{A'}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = 493,78 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \begin{cases} C_{aceite} = (\dot{m}C_p)_{aceite} = 3406,61 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{min} \\ C_{aire} = (\dot{m}C_p)_{aire} = 6200,1 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{max} \end{cases} \Rightarrow NTU = \mathbf{0,1448}$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} = \mathbf{0,549}$$

La nueva eficacia para el intercambiador modificado, aplicando la expresión de la eficacia para flujos cruzados sin mezcla, queda  $\varepsilon = \mathbf{0,1275}$ . La temperatura de salida del aceite en el primer intercambiador:

$$\varepsilon = \frac{(t_{ce} - t_{cs})}{(t_{ce} - t_{fe})} \Rightarrow t_{cs} = \mathbf{73,65^{\circ}C}$$

$$\text{Lo que conlleva una evacuación de } \dot{q}_1 = (t_{ce} - t_{cs}) \cdot (\dot{m}C_p)_{aceite} = \mathbf{21632 W}$$

La eficacia del segundo intercambiador no se modifica, por lo que es posible calcular la temperatura de salida del aceite del mismo y el calor evacuado:

$$\varepsilon = \frac{(t_{ce} - t_{cs})}{(t_{ce} - t_{fe})} \Rightarrow t_{cs} = \mathbf{68,08^{\circ}C}, \quad \dot{q}_2 = (t_{ce} - t_{cs}) \cdot (\dot{m}C_p)_{aceite} = \mathbf{18974,84 W}$$

La evacuación del sistema modificado hace, por lo tanto, que el calor evacuado total sea de:

$$\dot{q}_1 + \dot{q}_2 = \mathbf{40606,84 W}$$

## Anexo IV: Cálculos generador

### 1. Sistema estándar

#### 1.1 Ensayo del circuito primario en condiciones estándar

##### Rotor

Se tiene un sistema de 4 ecuaciones con 4 incógnitas. El problema es que la conductividad de ambos metales depende de la temperatura y no se conoce la distribución

de la misma. Se van a suponer ambas a 150 °C, se resolverá el problema y, en caso de no coincidir, se volverá a iterar con las conductividades de la nueva distribución. El sistema se va a resolver con la ayuda de MATLAB:

```
function [g]=ecuaciones_rotor(x)
% Las variables son las constantes de integración de los campos de
% temperatura
% x(1)=c1
% x(2)=c2
% x(3)=c3
kcu=389.99; %@170°C
kfe=47.203; %@180°C
r1=0.1725;
g1=139204.196;
g2=14819.804;
to=170;

g(1)=((g1*r1)/2)-(kcu*(((g2*r1)/(2*kcu))-(x(2)/r1)));
g(2)=to+((g1*((r1)^2))/(4*kfe))-x(1);
g(3)=to+((g2*((r1)^2))/(4*kcu))-(x(2)*log(r1))-x(3);

r=linspace(0,0.345,1000);
t=(-((g1*((r).^2))/(4*kfe))+(x(1))).*((0<=r)&(r<0.1725))+(-
((g2*((r).^2))/(4*kcu))+(x(2)*log(r))+(x(3))).*((0.1725<=r)&(r<=0.345)
);%Expresión del campo de temperatura en función del radio
plot(r,t),title('Campo de temperaturas del rotor');
xlabel('Radio(m)');
ylabel('Temperatura(°C)');
```

Aplicando el comando `fsolve`<sup>70</sup>, se obtiene el valor de las variables, que no es otro que:

$c_1=191.9382$ ,  $c_2=-4.7453$  y  $c_3=161.9436$ , quedando el campo de temperaturas del siguiente modo:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_1 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + 191,9382, & 0 \leq r < 0,1725 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} - 4,7453 \ln(r) + 161,9436, & 0,1725 \leq r \leq 0,345 \end{cases}$$

Además, la evolución de la temperatura en función del radio queda de la siguiente forma:

---

<sup>70</sup> Ha habido que realizar dos iteraciones para hallar las conductividades correctas

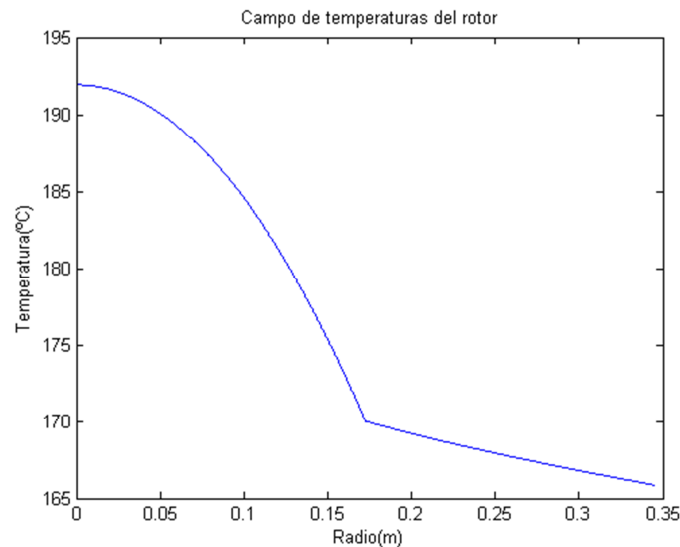


Figura A.3: Temperatura del rotor en función del radio

La temperatura en la superficie va a ser:

$$t(0,345) = 165,86 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Sabiendo esto, ahora se va a obtener el coeficiente de convección necesario de un flujo que fluya sobre el cilindro para que la temperatura superficial sea esa. Para ello, se impone la condición de que todo el calor se va por convección:

$$\dot{q}_1 \cdot Vol_1 + \dot{q}_2 \cdot Vol_2 = A \cdot h_{rotor} \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \rightarrow h_{rotor} = 74,82 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Ahora, teniendo en cuenta las dimensiones del rotor, se va a obtener la velocidad del aire necesaria para obtener el coeficiente de convección previo. Antes, se obtienen las propiedades del aire a la temperatura de película:  $t_m = \frac{165+60}{2} = 112,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

**TABLA A.8: Propiedades del aire para la temperatura de película (112,5 °C)**

$$k_{aire} = 0,0318 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}$$

$$Pr = 0,709$$

$$\mu = 2,233 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$\rho = 0,916 \frac{kg}{m^3}$$

$$h_{rotor} = \frac{Nu_{rotor} \cdot k_{aire}}{d_{rotor}} \rightarrow Nu_{rotor} = 1635,217$$

De aquí hay que obtener el número de Reynolds correspondiente a ese Nusselt. Para ello hay que despejarlo de la expresión de Churchill-Bernstein utilizando MATLAB:

```
function [f]=churchill_rotor(x)
nu=1635.217;
pr=0.709;
f(1)=-
nu+0.3+((0.62*(x^0.5)*(pr^(1/3)))/((1+(0.4/pr)^(2/3))^(1/4)))*((1+(x/2
82000)^(5/8))^(4/5));
```

Se obtiene que el valor del número de Reynolds. Además, utilizando su definición, se obtiene la velocidad del aire requerida:

$$Re = 1,3914 \cdot 10^6 = \frac{v \cdot \rho \cdot d_{rotor}}{\mu} \rightarrow v = 48,805 \text{ m/s}$$

Para obtener el caudal total, como el aire entra a través del entrehierro, se va a multiplicar la velocidad por el área transversal del entrehierro:

$$Q_1 = v \cdot \pi \cdot (\delta^2 + 2 \cdot R_2 \cdot \delta) \rightarrow Q_1 = 0,5328 \frac{m^3}{s}$$

## Estatos

La forma de proceder es idéntica a la del rotor, solo que con las particularidades del estator. Primero, se resuelve el sistema con MATLAB:

```
function [f]=ecuaciones_estator(x)
% Las variables son las constantes de integración de los campos de
% temperatura
% Conductividades @150°C
% x(1)=c4
% x(2)=c5
% x(3)=c6
% x(4)=c7
kcu=389.99; %@170°C
kfe=48.7; %@165°C
r2=0.35;
r3=0.525;
g3=17015.793;
g4=19322.192;
to=170;
```



```
l=1.8;
```

```
f(1)=(kcu*((g3*r3)/(2*kcu))-(x(1)/r3))-(kfe*((g4*r3)/(2*kfe))-
(x(3)/r3));
f(2)=-
((g3*((r3)^2))/(4*kcu))+(x(1)*log(r3))+(x(2))+((g4*((r3)^2))/(4*kfe))-
(x(3)*log(r3))-x(4);
f(3)=to+((g3*((r2)^2))/(4*kcu))-(x(1)*log(r2))-x(2);
f(4)=kcu*(2*pi*r2*l)*(((g3*r2)/(2*kcu))-(x(1)/r2));

r=linspace(0.35,0.7,1000);
t=(-
((g3*((r).^2))/(4*kcu))+(x(1)*log(r))+(x(2))).*((0.35<=r)&(r<0.525))+
-
((g4*((r).^2))/(4*kfe))+(x(3)*log(r))+(x(4))).*((0.525<=r)&(r<=0.7));%
Expresión del campo de temperatura en función del radio
plot(r,t),title('Campo de temperaturas del estator');
xlabel('Radio(m)');
ylabel('Temperatura(°C)');
axis([0.3 0.75 155 172]);
```

El valor de las constantes queda del siguiente modo:  $c_4=2,6724$  ,  $c_5=174,1418$  y  $c_6=27,9275$  y  $c_7=214,7478$

La distribución de la temperatura va a quedar:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_3 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + 2,6724 \ln(r) + 174,1418, & 0,35 \leq r < 0,525 \\ -\frac{\dot{g}_4 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + 27,9275 \ln(r) + 214,7478, & 0,525 \leq r \leq 0,7 \end{cases}$$

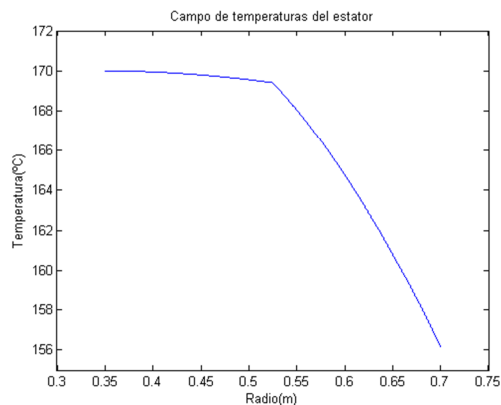


Figura A.4: Temperatura del estator en función del radio

Temperatura superficial:

$$t(0,7) = 156,184 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Coeficiente de convección:

$$\dot{q}_3 \cdot Vol_3 + \dot{q}_4 \cdot Vol_4 = A \cdot h_{estator} \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \rightarrow h_{estator} = 50,11 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

Velocidad del aire, con sus propiedades a la temperatura de película:  $t_m = \frac{155+60}{2} = 107,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

TABLA A.9: Propiedades del aire para la temperatura de película (107,5 °C)	
$k_{aire} = 0,0315$	$\frac{W}{m \cdot ^{\circ}\text{C}}$
$Pr = 0,7097$	
$\mu = 2,2121 \cdot 10^{-5}$	$\frac{kg}{m \cdot s}$
$\rho = 0,9278$	$\frac{kg}{m^3}$

$$h_{estator} = \frac{Nu_{estator} \cdot k_{aire}}{d_{estator}} \rightarrow Nu_{rotor} = 1635,217$$

Número de Reynolds correspondiente a ese Nusselt (MATLAB):

```
function [f]=churchill_estator(x)
nu=2227.11;
pr=0.7097;
f(1)=-
nu+0.3+((0.62*(x^0.5)*(pr^(1/3)))/((1+(0.4/pr)^(2/3))^(1/4)))*((1+(x/2
82000)^(5/8))^(4/5));
```

$$Re = 1,3914 \cdot 10^6 = \frac{v \cdot \rho \cdot d_{estator}}{\mu} \rightarrow v = 33,706 \text{ m/s}$$

Para obtener el caudal total, como el aire entra a través del hueco entre el estator y la carcasa en perpendicular, que se considera de 1 cm.

$$Q_2 = v \cdot l \cdot 2 \cdot 10^{-2} \rightarrow Q_2 = 1,2134 \frac{m^3}{s}$$

El caudal total del circuito primario queda, por lo tanto:

$$Q_{\text{primario}} = Q_1 + Q_2 = 1,7462 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

La temperatura con la que el aire ingresa dentro del intercambiador después de absorber los 69 kW de pérdidas del generador va a ser:

$$(\dot{m}C_p)_{\text{aire@70 } ^\circ\text{C}} \cdot (t_{\text{sal}} - t_{\text{en}}) = 69000 \text{ kW} \rightarrow t_{\text{sal}} = 98,17 ^\circ\text{C}$$

## 1.2 Ensayo del circuito secundario en condiciones estándar

Se va a calcular el intercambiador de forma similar al intercambiador de la multiplicadora, ya que este también es de flujo cruzado sin mezcla.

### Obtención de los coeficientes de convección

En un principio hay que insertar el caudal de aire frío que haga que la temperatura del caudal primario baje de nuevo hasta los 60 °. Se prueban varios caudales hasta llegar al adecuado, 1,5 m³/s:

**TABLA A.10: Aire entorno (fluido frío)**

$l_1 = 2,3 \text{ m}$  (Longitud del conducto de aire)

$p_1 = 1,21 \text{ m}$  (Perímetro bañado en cada conducto de aire)

$s = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$  (Sección de paso de aire para cada conducto)

$d_h = 4 \frac{s}{p_1} = 9,917 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  (Diámetro hidráulico)

$Q_{\text{secundario}} = 1,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = v \cdot s \cdot n \Rightarrow n = 125 \rightarrow v = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  (Velocidad del aire)

La superficie de intercambio térmico total va a ser  $A = p_1 \cdot l_1 \cdot n = 347,875 \text{ m}^2$ . Se va a suponer una temperatura de salida de 50 °C, de modo que la temperatura de película va

a quedar:  $t_m = \frac{30+50}{2} = 40 ^\circ\text{C}$

**TABLA A.11: Propiedades del aire frío para la temperatura de película (40 °C)**

$$k_{\text{aire}} = 0,02662 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 0,7268$$

$$\mu = 1,895 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$C_p = 1,007 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

$$\nu = 1,655 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\rho = 1,127 \frac{kg}{m^3}$$

El caudal másico queda:

$$\dot{m} = Q \cdot \rho = \mathbf{1,6905 \frac{kg}{s}}$$

Coefficiente de convección del fluido frío:

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{dh} = \frac{\nu \cdot d_h}{\nu} = 2396,86 \\ Nu_{dh} = 0,023 \cdot Re_{dh}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 10,23 \end{array} \right. \Rightarrow h_1 = \frac{Nu_{dh} \cdot k_{\text{aire}}}{d_h} = \mathbf{27,47 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}$$

Se repite el cálculo para el aire caliente que viene del generador:

**TABLA A.12: Aire generador (fluido caliente)**

$$l_2 = 0,6 \text{ m (Longitud del conducto de aire)}$$

$$p_2 = 4,61 \text{ m (Perímetro bañado en cada conducto de aire)}$$

$$s = 0,0115 \text{ m}^2 \text{ (Sección de paso de aire para cada conducto)}$$

$$d_h = 4 \frac{S}{p_1} = 9,978 \cdot 10^{-3} \text{ m (Diámetro hidráulico)}$$

$$Q_{\text{secundario}} = 1,7462 \frac{m^3}{s} = \nu \cdot s \cdot n \Rightarrow n = 126 \rightarrow \nu = 1,205 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad del aire)}$$

La temperatura de película va a ser tomada aproximadamente como:

$$\text{Temperatura de película: } t_{ma} = \frac{100+60}{2} = 80^{\circ}C$$

**TABLA A.13: Propiedades del aire caliente para la temperatura de película (80 °C)**

$$k_{aceite} = 0,02953 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 0,7154$$

$$\mu = 2,096 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$C_p = 1,008 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

$$\nu = 2,097 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$\rho = 0,9994 \frac{kg}{m^3}$$

Coeficiente de convección:

$$\left\{ \begin{array}{l} Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = 573,37 \\ Nu_{d_h} = 0,023 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 3,348 \end{array} \right. \Rightarrow h_2 = \frac{Nu_{d_h} \cdot k_{aceite}}{d_h} = \mathbf{9,908 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}$$

**Eficacia**

Relación de capacidad y número de unidades de transmisión:

$$U \cdot A = \frac{A}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = \mathbf{2533,05 \frac{W}{^{\circ}C}}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \left\{ \begin{array}{l} C_{aire\ frío} = (\dot{m}C_p)_{aire\ frío} = 1702,33 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{min} \\ C_{aire\ cal} = (\dot{m}C_p)_{aire\ cal} = 1758,96 \frac{W}{^{\circ}C} = C_{max} \end{array} \right. \Rightarrow NTU = \mathbf{1,448}$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} = \mathbf{0,968}$$

Se aplica la fórmula de la eficacia para intercambiadores de flujo cruzado:

$$\varepsilon = 1 - \exp\{C_R NTU^{0,22} [\exp(-C_R NTU^{0,22}) - 1]\} = \mathbf{0,5623}$$

Al ser la capacidad térmica del fluido caliente la máxima, la expresión de la efectividad en función de las temperaturas queda del siguiente modo:

$$\varepsilon = \frac{(t_{fs} - t_{fe})}{(t_{ce} - t_{fe})} \Rightarrow t_{fs} = \mathbf{68,24\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Ahora, realizamos un balance de energía entre ambos fluidos, para obtener la temperatura a la salida del fluido caliente y ver si cumple las especificaciones:

$$(\dot{m}C_p)_f(t_{fs} - t_{fe}) = (\dot{m}C_p)_c(t_{ce} - t_{cs}) \rightarrow t_{cs} = t_{ce} - \frac{(\dot{m}C_p)_f(t_{fs} - t_{fe})}{(\dot{m}C_p)_c} = \mathbf{60,9\text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Temperatura igual a la de entrada del generador.

### 1.3 Ensayo del sistema en condiciones de la zona de estudio

En este caso, los cálculos se van a realizar de forma inversa a antes. Al disminuir los flujos másicos respecto de los que se tenían en las condiciones de diseño, se desconoce con qué temperatura entra el aire del circuito primario al generador. Es por ello que ha de suponerse una temperatura de entrada para el aire, resolver el problema y comparar si la temperatura obtenida es la correcta. En caso de no serlo, habrá que iterar hasta lograrlo.

Se va a exponer la resolución con la temperatura correcta<sup>71</sup>, la cual es de **82 °C** a la entrada del generador.

#### Rotor

El campo de temperaturas va a ser distinto al que se tienen en las condiciones de diseño. En este caso, el proceso va a ser inverso al caso estándar:

Se calcula el coeficiente de convección del aire. Para ello, se va a tener una temperatura de película de 100 °C. Además, al ser la presión de 0,621 atm, va a haber propiedades que se verán afectadas:

---

<sup>71</sup> Solución hallada después de 4 iteraciones

**TABLA A.14: Propiedades del aire caliente para la temperatura de película (100 °C)**

$$k_{aceite} = 0,03031 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 0,7211$$

$$\mu = 2,096 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$C_p = 1,008 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

$$\rho = 0,5968 \frac{kg}{m^3}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{rotor}}{\mu} = 900324,39 \rightarrow Nu = 1128,9 \rightarrow h_{rotor} = 52,03 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

De aquí, se obtiene la temperatura superficial del rotor:

$$\dot{g}_1 \cdot Vol_1 + \dot{g}_2 \cdot Vol_2 = A \cdot h_{rotor} \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \rightarrow t_{sup} = 234,23^{\circ}C$$

El nuevo sistema de ecuaciones para este caso se resuelve utilizando MATLAB:

```
function [g]=ecuaciones_rotor_corpa(x)
% Las variables son las constantes de integración de los campos de
% temperatura
% x(1)=c1
% x(2)=c2
% x(3)=c3
kcu=387.54; %@215°C
kfe=47.248; %@225°C
r1=0.1725;
r2=0.345;
g1=139204.196;
g2=14819.804;
to=234.23;

g(1)=((g1*r1)/2)-(kcu*(((g2*r1)/(2*kcu))-(x(2)/r1))); %flujo de calor
igual en la interfase
g(2)=((g1*((r1)^2))/(4*kfe))-x(1)-(((g2*((r1)^2))/(4*kcu))-
(x(2)*log(r1))-x(3)); %temperatura igual en la interfase
g(3)=to+((g2*((r2)^2))/(4*kcu))-(x(2)*log(r2))-x(3); %Temperatura
superficial=to

r=linspace(0,0.345,1000);
t=(-((g1*((r).^2))/(4*kfe))+(x(1))).*((0<=r)&(r<0.1725))+(-
((g2*((r).^2))/(4*kcu))+(x(2)*log(r))+(x(3))).*((0.1725<=r)&(r<=0.345)
);%Expresión del campo de temperatura en función del radio
plot(r,t),title('Campo de temperaturas del rotor');
xlabel('Radio(m)');
ylabel('Temperatura(°C)');
```

Las constantes quedan:  $c_1=260,31$ ,  $c_2=-4,78$  y  $c_3=230,29$ , quedando el campo de temperaturas del siguiente modo:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_1 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + 260,31, & 0 \leq r < 0,1725 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} - 4,78 \ln(r) + 230,29, & 0,1725 \leq r \leq 0,345 \end{cases}$$

Además, la evolución de la temperatura en función del radio queda de la siguiente forma:

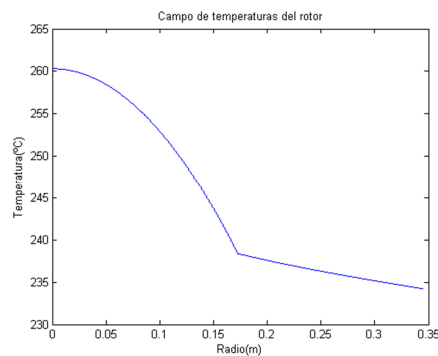


Figura A.5: Temperatura del rotor en función del radio

La temperatura en límite del circuito eléctrico queda, por lo tanto:  $t(0,1725) = 238,39^\circ\text{C}$

### Estator

Para el cálculo del coeficiente de convección del estator se van a tomar las propiedades del aire a la misma temperatura que las del rotor:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{estator}}{\mu} = 1229083,2 \rightarrow Nu = 1470,1 \rightarrow h_{estator} = 33,08 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

De aquí, se obtiene la temperatura superficial del rotor:

$$\dot{g}_3 \cdot Vol_3 + \dot{g}_4 \cdot Vol_4 = A \cdot h_{estator} \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \rightarrow t_{sup} = 227,7^\circ\text{C}$$

Ahora es posible resolver las ecuaciones:

```
function [f]=ecuaciones_estator_corpa(x)
% Las variables son las constantes de integración de los campos de
% temperatura
% Conductividades @150°C
```



```

% x(1)=c4
% x(2)=c5
% x(3)=c6
% x(4)=c7
kcu=387.54; %215°C
kfe=47.248; %225°C
r2=0.35;
r3=0.525;
r4=0.7;
g3=17015.793;
g4=19322.192;
to=227.7;
l=1.8;

f(1)=(kcu*((g3*r3)/(2*kcu))-(x(1)/r3))-(kfe*((g4*r3)/(2*kfe))-
(x(3)/r3));
f(2)=-
((g3*((r3)^2)/(4*kcu))+(x(1)*log(r3))+(x(2))+((g4*((r3)^2)/(4*kfe))-
(x(3)*log(r3)))-x(4);
f(3)=to+((g4*((r4)^2)/(4*kfe))-(x(3)*log(r4))-x(4);
f(4)=kcu*(2*pi*r2*l)*(((g3*r2)/(2*kcu))-(x(1)/r2));

r=linspace(0.35,0.7,1000);
t=(-
((g3*((r).^2)/(4*kcu))+(x(1)*log(r))+(x(2))).*((0.35<=r)&(r<0.525)))+(
-
((g4*((r).^2)/(4*kfe))+(x(3)*log(r))+(x(4))).*((0.525<=r)&(r<=0.7)));%
Expresión del campo de temperatura en función del radio
plot(r,t),title('Campo de temperaturas del estator');
xlabel('Radio(m)');
ylabel('Temperatura(°C)');
axis([0.3 0.75 155 172]);

```

El valor de las constantes queda del siguiente modo:  $c_4=2,6893$ ,  $c_5=246,0945$  y  $c_6=28,7857$  y  $c_7=288,0638$

La distribución de la temperatura va a quedar:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_3 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + 2,69 \ln(r) + 246,09 & 0,35 \leq r < 0,525 \\ -\frac{\dot{g}_4 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + 28,79 \ln(r) + 288,06 & 0,525 \leq r \leq 0,7 \end{cases}$$

Graficamente:

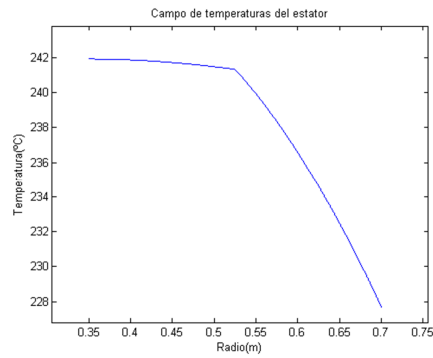


Figura A.6: Temperatura del estator en función del radio

La temperatura en límite del circuito eléctrico queda, por lo tanto:  $t(0,525) = 241,51\text{ }^{\circ}\text{C}$

## 2. Modificaciones

### 2.1 Ensayo del sistema de refrigeración modificado

Primero se calcula el nuevo caudal del circuito primario con las propiedades del aire de las tablas A.8 para el rotor y A.9 para el estator:

#### Rotor

Se precisa el mismo caudal másico de aire que en el caso estándar, por lo que:

$$Re_{rotor} = \frac{\rho \cdot 0,621 \cdot v \cdot d_{rotor}}{\mu} \rightarrow v = 78,568 \text{ m/s} \rightarrow Q_1 = v \cdot \pi \cdot (\delta^2 + 2 \cdot R_1^2) \rightarrow Q_1 = 0,8577 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

#### Estator

Del mismo modo:

$$Re_{estator} = \frac{\rho \cdot 0,621 \cdot v \cdot d_{rotor}}{\mu} \rightarrow v = 54,291 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow Q_2 = v \cdot A \rightarrow Q_2 = 1,9545 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Queda que el caudal total es:  $Q_1 + Q_2 = Q_{total} = 2,8122 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

### 1. Aumento del caudal del aire frío

Para que el caudal másico sea igual que el anterior, el caudal volumétrico tendrá que ser de:

$$\dot{m} = 1,6905 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \rightarrow \frac{\dot{m}}{\rho'} = Q = 2,4155 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como los dos caudales másicos han permanecido iguales la eficacia del intercambiador es **exactamente igual** al original.

### 2. Aumento del área de transferencia térmica

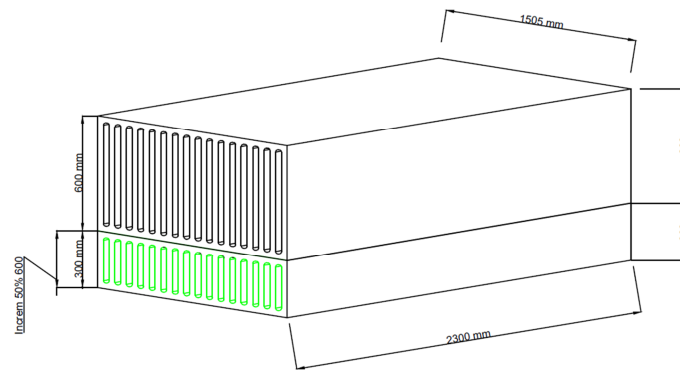


Figura A.7: Esquema del nuevo intercambiador del generador

Esta solución va a ser homóloga a la del intercambiador de la multiplicadora:

Los coeficientes de convección en el intercambiador que se tienen en condiciones de Corpa Grande son los siguientes:

$$h_{\text{frío}} = 18,763 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}, h_{\text{caliente}} = 6,768 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Se calcula la eficacia:

$$NTU = \frac{U' \cdot A'}{C_{\min}} \begin{cases} C_{\text{frío}} = (\dot{m}C_p)_{\text{frío}} = 1585,72 \frac{\text{W}}{\text{°C}} = C_{\min} \\ C_{\text{cal}} = (\dot{m}C_p)_{\text{cal}} = 1758,96 \frac{\text{W}}{\text{°C}} = C_{\max} \end{cases} \Rightarrow NTU = \mathbf{1.5974}$$

$$C_R = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} = \mathbf{0,90}$$

Se aplica la fórmula de la eficacia para intercambiadores de flujo cruzado:

$$\varepsilon = 1 - \exp\{C_R NTU^{0,22}[\exp(-C_R NTU^{0,22}) - 1]\} = \mathbf{0,5914}$$

Al ser la capacidad térmica del fluido caliente la máxima, la expresión de la efectividad en función de las temperaturas queda del siguiente modo:

$$\varepsilon = \frac{(t_{fs} - t_{fe})}{(t_{ce} - t_{fe})} \Rightarrow t_{fs} = 70,32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ahora, realizamos un balance de energía entre ambos fluidos, para obtener la temperatura a la salida del fluido caliente y ver si cumple las especificaciones:

$$(\dot{m}C_p)_f(t_{fs} - t_{fe}) = (\dot{m}C_p)_c(t_{ce} - t_{cs}) \rightarrow t_{cs} = t_{ce} - \frac{(\dot{m}C_p)_f(t_{fs} - t_{fe})}{(\dot{m}C_p)_c} = \mathbf{61,8 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Temperatura prácticamente igual a la de entrada del generador.

## 2.2 Ensayo del generador de 2 MW

Altitude Above Sea Level (meters)	Ambient Temperature						
	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C	55°C	60°C
1000	1.06	1.03	1.00	0.96	0.92	0.87	0.82
1500	1.03	1.00	0.97	0.93	0.89	0.84	0.80
2000	1.00	0.97	0.94	0.90	0.86	0.82	0.77
2500	0.95	0.93	0.90	0.86	0.83	0.78	0.74
3000	0.91	0.89	0.86	0.83	0.79	0.75	0.71
3500	0.87	0.84	0.82	0.79	0.75	0.71	0.67
4000	0.82	0.79	0.77	0.74	0.71	0.67	0.63

Figura A.8: Tabla del cálculo del factor de derrateo en función de la altitud y la temperatura del ambiente

El cálculo del factor de derrateo<sup>72</sup> se va a llevar a cabo basándose en la figura A.8:

$$\frac{4000 - 3500}{0,63 - 0,67} = \frac{4000 - 3844}{0,63 - x} \rightarrow x = 0,642 \approx 0,64$$

El proceso es idéntico al del sistema estándar de refrigeración en condiciones de Corpa Grande, solo que con los parámetros de la nueva máquina. Se sabe, tras realizar cinco iteraciones, que las condiciones de los circuitos de refrigeración hacen que el aire entre al generador a 55 °C<sup>73</sup>.

### Rotor

Se tiene un sistema de 3 ecuaciones con 4 incógnitas. La cuarta ecuación se obtiene imponiendo la temperatura superficial del rotor igual a la necesaria para extraer toda la potencia mediante convección. La temperatura queda (las propiedades del aire se obtienen de la tabla A.8, suponiendo la temperatura de película 112,5 °C):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{rotor}}{\mu} = 857850,8 \rightarrow Nu = 1084,2 \rightarrow h_{rotor} = 49,98 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{g}_1 \cdot Vol_1 + \dot{g}_2 \cdot Vol_2 = A \cdot h_{rotor} \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \rightarrow t_{sup} = 134,55 \text{ } ^\circ C$$

Por lo que la temperatura de película es correcta. Ahora es posible plantear el sistema y resolverlo:

```
function [g]=ecuaciones_rotor_2mw(x)
% Las variables son las constantes de integración de los campos de
% temperatura
% x(1)=c1
% x(2)=c2
% x(3)=c3
kcu=389.99; %@170°C
kfe=47.203; %@180°C
r1=0.1725;
r2=0.345;
g1=33464.46;
g2=19578.22;
to=134.55;
```

---

<sup>72</sup> Charles Bicknell, Shannon Donohue, Katie Gustafson “Impact of Altitude and Climate on Energy Measures”, Cadmus, 2011

<sup>73</sup> Para ello, se realizan hasta cinco iteraciones hasta que se logra que la temperatura del aire se estabilice en el circuito primario.

```

g(1)=((g1*r1)/2)-(kcu*(((g2*r1)/(2*kcu))-(x(2)/r1))); %igualdad de
flujos de calor en la interfase
g(2)=((g1*((r1)^2))/(4*kfe))-x(1)-(((g2*((r1)^2))/(4*kcu))-
(x(2)*log(r1))-x(3)); %igualdad de temperaturas en la interfase
g(3)=to+(((g2*((r2)^2))/(4*kcu))-(x(2)*log(r2))-x(3));

r=linspace(0,0.345,1000);
t=(-((g1*((r).^2))/(4*kfe))+(x(1))).*((0<=r)&(r<0.1725))+(-
((g2*((r).^2))/(4*kcu))+(x(2)*log(r))+(x(3))).*((0.1725<=r)&(r<=0.345)
);%Expresión del campo de temperatura en función del radio
plot(r,t),title('Campo de temperaturas del rotor');
xlabel('Radio(m)');
ylabel('Temperatura(°C)');

```

$c_1=141,31$ ,  $c_2=-0,5298$  y  $c_3=135,48$ , quedando el campo de temperaturas del siguiente modo:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_1 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + 141,31 & 0 \leq r < 0,1725 \\ -\frac{\dot{g}_2 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} - 0,5298 \ln(r) + 135,48, & 0,1725 \leq r \leq 0,345 \end{cases}$$

Además, la evolución de la temperatura en función del radio queda de la siguiente forma:

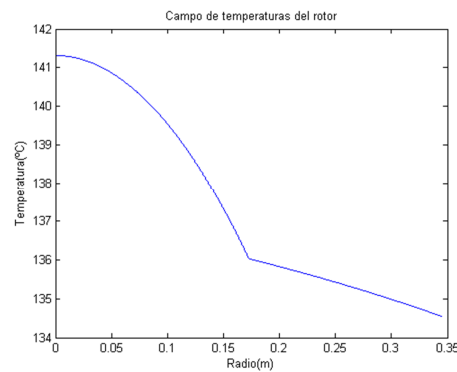


Figura A.9: Temperatura del rotor en función del radio

La temperatura en el límite del circuito eléctrico es, por lo tanto:

$t(0,1725) = 136,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , que es menor que  $170 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , por lo que cumple la condición.

## Estator

Se va a tener el mismo problema que antes. Se conocen tres ecuaciones pero se necesita una cuarta para resolver el sistema, la cual se va a obtener por la condición de convección sobre el estator (las propiedades del aire de la tabla A.9, con la temperatura de película a 107,5 °C):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{estator}}{\mu} = 1228775,7 \rightarrow Nu = 1469,8 \rightarrow h_{estator} = 33,07 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{g}_3 \cdot Vol_3 + \dot{g}_4 \cdot Vol_4 = A \cdot h_{estator} \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \rightarrow t_{sup} = 110,68 ^\circ C$$

Ya se tiene la cuarta condición, por lo que:

```
function [f]=ecuaciones_estator_2mw(x)
% Las variables son las constantes de integración de los campos de
% temperatura
% Conductividades @150°C
% x(1)=c4
% x(2)=c5
% x(3)=c6
% x(4)=c7
kcu=389.99; %@170°C
kfe=48.7; %@165°C
r2=0.35;
r3=0.525;
r4=0.7;
g3=8790.28;
g4=5310.81;
to=110.68;
l=1.8;

f(1)=(kcu*((g3*r3)/(2*kcu))-(x(1)/r3))-(kfe*((g4*r3)/(2*kfe))-
(x(3)/r3));
f(2)=
((g3*((r3)^2))/(4*kcu))+(x(1)*log(r3))+(x(2))+((g4*((r3)^2))/(4*kfe))-
(x(3)*log(r3))-x(4);
f(3)=to+((g4*((r4)^2))/(4*kfe))-(x(3)*log(r4))-x(4);
f(4)=(((g3*r2)/(2*kcu))-(x(1)/r2));

r=linspace(0.35,0.7,1000);
t=(-
((g3*((r).^2))/(4*kcu))+(x(1)*log(r))+(x(2))).*((0.35<=r)&(r<0.525))+
-
((g4*((r).^2))/(4*kfe))+(x(3)*log(r))+(x(4))).*((0.525<=r)&(r<=0.7));%
Expresión del campo de temperatura en función del radio
plot(r,t),title('Campo de temperaturas del estator');
xlabel('Radio(m)');
ylabel('Temperatura(°C)');
axis([0.3 0.75 155 172]);
```

El valor de las constantes queda del siguiente modo:  $c_4=1,3806$ ,  $c_5=118,6193$ ,  $c_6=1,2092$  y  $c_7=124,4701$

La distribución de la temperatura va a quedar:

$$t(r) = \begin{cases} -\frac{\dot{g}_3 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Cu}} + 1,38 \ln(r) + 118,62, & 0,35 \leq r < 0,525 \\ -\frac{\dot{g}_4 \cdot r^2}{4 \cdot k_{Fe}} + 1,21 \ln(r) + 124,47, & 0,525 \leq r \leq 0,7 \end{cases}$$

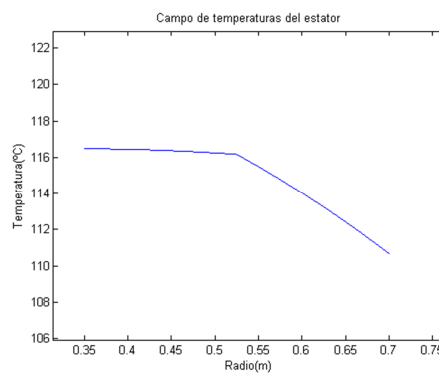


Figura A.10: Temperatura del estator en función del radio

La temperatura en el límite del circuito eléctrico va a ser:

$t(0,35) = 116,48 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , que es menor que el límite de  $170 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

## Anexo V: Cálculos convertidor de potencia

### 1. Sistema estándar

#### Ensayo en condiciones normales

Lo primero va a ser calcular el área transversal del disipador, de forma que se pueda calcular la velocidad a la que lo atraviesa el aire:

$$A = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 103 \cdot 132 \cdot 10^{-3} = 0,03399 \text{ m}^2 \rightarrow v = \frac{Q}{A} = \frac{3300/3600}{0,03399} = 28,34 \text{ m/s}$$



El área total de transferencia de calor es:

$$A = 98 \cdot 132 \cdot 468 \cdot 10^{-6} = \mathbf{6,05 \, m^2}$$

Para el cálculo del coeficiente de convección se necesitarán las propiedades del aire a 35 °C (tabla A.3) y las dimensiones del conducto:

<b>TABLA A.15: Aire (fluido frío)</b>
$l = 0,468 \, m$ (Longitud del conducto de aire)
$p = 0,274 \, m$ (Perímetro bañado en cada conducto de aire)
$s = 6,6 \cdot 10^{-4} \, m^2$ (Sección de paso de aire para cada conducto)
$d_h = 4 \frac{s}{p_a} = 9,635 \cdot 10^{-3} m$ (Diámetro hidráulico)

$$Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu} = 16498,84 \rightarrow Nu_{d_h} = 45,14 \rightarrow \mathbf{h = 122,98 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

Como en cada uno de los tres conductos se evacúan 15 kW, se puede obtener la temperatura superficial del disipador del siguiente modo:

$$\dot{q} = h \cdot A \cdot \Delta t \rightarrow t_{sup} = t_{\infty} + \frac{\dot{q}}{h \cdot A} = \mathbf{36,72 \, ^\circ C}$$

### Ensayo en condiciones de la zona de estudio

Se analiza la respuesta del sistema a la bajada de presión. La variación de la viscosidad cinemática va a afectar del siguiente modo:

$$Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu / 0,621} = 10245,77964 \rightarrow Nu_{d_h} = 30,98 \rightarrow \mathbf{h = 84,40 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

Lo que lleva a una temperatura superficial de:

$$t_{sup} = t_{\infty} + \frac{\dot{q}}{h \cdot A} = \mathbf{39,79 \, ^\circ C}$$

## 2. Modificaciones

### Variación del flujo másico

Para obtener el flujo másico original, va a haber que aumentar el flujo volumétrico del siguiente modo:

$$\dot{m}_{original} = 1,05 \frac{kg}{s} = \rho_{@40^{\circ}C} \cdot Q' \rightarrow Q' = \mathbf{1,48 \, m^3/s}$$

La velocidad del aire va a ser, pues:

$$v = \frac{Q}{A} = \mathbf{45,76 \, m/s}$$

Las dimensiones del disipador son las mismas, por lo que para calcular el número de Reynolds el diámetro hidráulico no va a cambiar:

$$Re_{d_h} = \frac{v \cdot d_h}{\nu_{0,621}} = 16543,65 \rightarrow Nu_{d_h} = 45,24 \rightarrow h = \mathbf{123,25 \, \frac{W}{m^2^{\circ}C}}$$

Se vuelve a la expresión del calor disipado por cada uno de los ventiladores, de modo que:  $\dot{q} = h \cdot A \cdot \Delta t \rightarrow t_{sup} = t_{\infty} + \frac{\dot{q}}{h \cdot A} = \mathbf{36,6^{\circ}C}$ , Temperatura incluso más baja que en las condiciones estándar.

## Anexo VI: Cálculo de la presión del aire en función de la altitud

La presión relativa del aire va a ser uno de los datos más críticos a la hora de desarrollar ciertos puntos del proyecto. Es por ello que se desarrolla una expresión, basada en la norma internacional IEC 64100-12-1, en la cual se calcula la densidad del aire en función de la altitud, para obtener la presión del aire en función de la altitud.

Para ello, va a haber que basarse en la ecuación de los gases ideales:

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

donde

$\rho$	Densidad del aire [kg/m <sup>3</sup> ]
$P$	Presión [Pa]
$R$	Constante del aire [287 J/kgK]
$T$	Temperatura del aire [°K]

Primero se va a plantear un ratio de densidad, que va a ser la densidad real dividida por la densidad bajo condiciones estándar (nivel del mar: 0m y 15 °C)

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{P}{P_0} \left( \frac{T_0}{T} \right)$$

con

$\rho_0$	Densidad del aire en condiciones estándar [1,225 kg/m <sup>3</sup> ]
$P_0$	Presión estándar [101325 Pa]
$T_0$	Temperatura estándar [288,16 K]

En este caso, la presión y la temperatura del aire dependen de la altitud. Se puede considerar, hasta los 11000m de altitud, que la temperatura disminuye linealmente con la altitud como:

$$T = T_0 - Bz$$

teniendo

$B$	Constante de temperatura [0,0065 K/m]
$z$	Altura [m]

En base a la anterior simplificación, se puede, por lo tanto, considerar que también la presión depende de la altitud:

$$P = P_0 \left( 1 - \frac{Bz}{T_0} \right)^{g/RB}$$

$g$	Aceleración de la gravedad [9,81 m/s <sup>2</sup> ]
-----	---

## Anexo VII: Artículo DeWind D 8.2 HE 50Hz Veladero, Argentina

January 2009 update



### DeWind D8.2 HE 50Hz Veladero, Argentina

#### Introduction

Barrick Gold contracted with the Seawind Group to carry out the necessary studies and provide them with a turnkey solution for their mine sites. The first site to be considered was Veladero in the north east of Argentina near the Chilean border in the Andes Mountains. This site is at an elevation of 4,300 meters (14,000 ft approx.) which poses severe problems for typical "utility scale" wind turbines that rely on power conversion electronics.

The DeWind D8.2 turbine is an ideal solution for this challenge since it avoids power conversion electronics and instead achieves variable speed operation using a hydrodynamic WinDrive® developed by Voith Turbo of Germany. This directly coupled to a 4 pole synchronous generator allows power to be produced at 6.6kV, which is ideally suited for the mine's electrical grid.

In addition to the technical challenges, there were also many logistical challenges to be overcome, not least of which was the winding road to the site. Special transport was developed to allow the large wind turbine components to be taken up the mountain, an example of a specialized blade trailer can be seen below.



A short video showing the unique transportation solution for the wind turbine and its installation of can be found on the Barrick web site at: [http://www.barrick.cl/noticias/detalle\\_comunicados.php?id=81&info=Noticias](http://www.barrick.cl/noticias/detalle_comunicados.php?id=81&info=Noticias)

#### Mine Site

The Veladero mine is located in San Juan Province, Argentina, immediately to the south of the Pascua-Lama Property, approximately 320 kilometers northwest of the city of San Juan in the highly prospective Frontera District. The property is located at elevations of between 4,000 and 4,850 meters above sea level.



**Geographic Location of Veladero Mine**  
*Courtesy of Barrick Gold*

The DeWind D8.2 HE with a 80m rotor was installed at Veladero on a 65m tower. The generator voltage was 6.6kV to allow the turbine to function at the high elevation and to integrate to the mine grid without the need for a transformer. The turbine is shown below installed at the Veladero mine site.



#### Technical Challenges for High Altitude Wind Turbines

At an altitude of 4,300 m (14,000 ft approx.) the air pressure is approximately 600 mbar and the air density is approximately 0.74 kg/m<sup>3</sup>, which is extremely low when compared to a standard sea level air density of 1.225 kg/m<sup>3</sup>. The lower air density has an influence on the turbine in the following ways:

- Aerodynamic behavior of the turbine changes
  - The turbine will produce less energy for a given wind speed at lower air densities, but this also means that the turbine can operate at higher wind speeds and stay within the certified load spectrum.
- Lower cooling effect from the air
  - The DeWind D8.2 has cooling systems that are working well within their capability to ensure the turbine will operate within its temperature range even at these lower air densities. The generator runs well

## January 2009 update

within its rated temperature range at 2 MW, no derating is required due to the lower air density.

- Reduces the basic Insulation levels of electrical insulation systems.
- The basic insulation properties of electrical components are reduced due to the lower air densities. Wind turbines that utilize power conversion electronics are affected by the low air density and cannot be used above 2,000 m elevation.
- The DeWind D8.2 does not use power conversion electronics and is not affected by this problem. The DeWind D8.2 has been designed to be suitable for the elevation at this site by using the 15 kV insulation system of the generator but equipping it with a 6 kV winding which is the required voltage for the mine electrical grid.

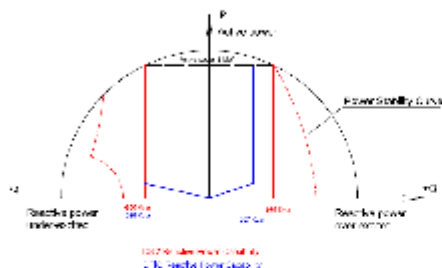
The turbine is connected to a 6.6kV electrical grid which is a stand-alone system with a capacity of approximately 13.44MW of diesel generation. The local load is between 4 and 6 MW of electrical power, and the generation is located 6 km from the mine which is connected by a 6.6kV overhead line.

The configuration of the DeWind D8.2, using a directly connected synchronous generator is particularly suitable for connecting to this relatively "weak" electrical grid and helps maintain system stability.

The 4x short circuit capability of the generator allows for direct on-line starting of the large mine motor without the electrical grid fluctuations causing loss of synchronization of the wind turbine.

### Dynamic Reactive Power Capabilities

The PQ stability curve for the D8.2 is shown below in red, compared to an enhanced DFIG in Blue



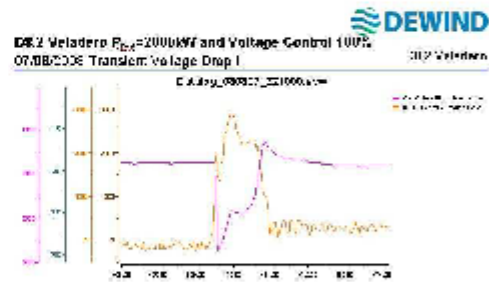
The 0.9 Lag to 0.9 Lead capability is further enhanced by the Dynamic VAR ability of the D8.2.

The start of the 1MW gold mine stone crusher, located close to the turbine, 6km from the 14MW of Diesel Generation, produces a transient voltage drop in the islanded 6.6kv grid system.



The grid-voltage drops from 3848V to 3465V (-11%) during the start up event.

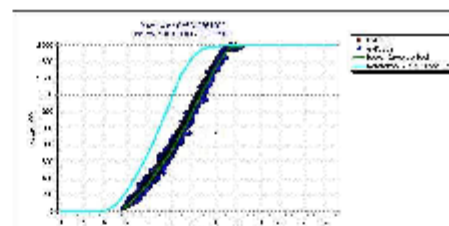
With the Turbine in "Voltage support" mode, the Generator provided 3MVar "transient" voltage support that prevented the voltage dip being much bigger.



TRANSIENT VOLTAGE DROP DURING STARTUP OF THE 1MW CRUSHER MOTOR. The voltage recovery is supported by the generator.

### Power Performance

The "screen shot" below shows nacelle anemometer based power performance data, dark blue dots. A sea level power curve, pale blue solid line, is also shown.



Power performance data from SCADA system

The effect of the lower air density can be clearly seen in the reduction in power at specific wind speeds when compared to the sea level reference curve.

This is the 2<sup>nd</sup> D8.2 Turbine and was installed in December 2007 & has been running throughout 2008

At the end of Jan 2009, the Turbine has run for 2400hrs synchronized with the Grid and generated 2.4GWh

For further information on DeWind Turbines please contact us at (949) 428-8500 or (940) 455-7450

## Anexo VIII: Informe Windographer

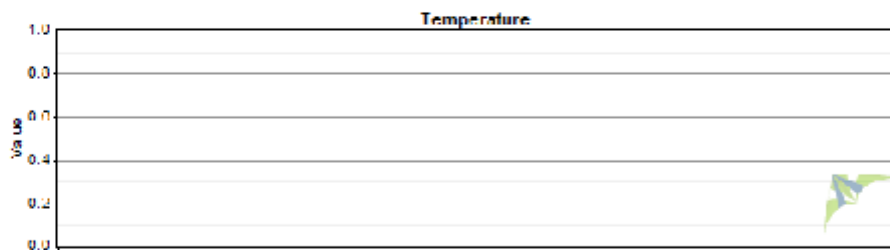
### Summary Report: Corpa Grande

Page 1 of 5

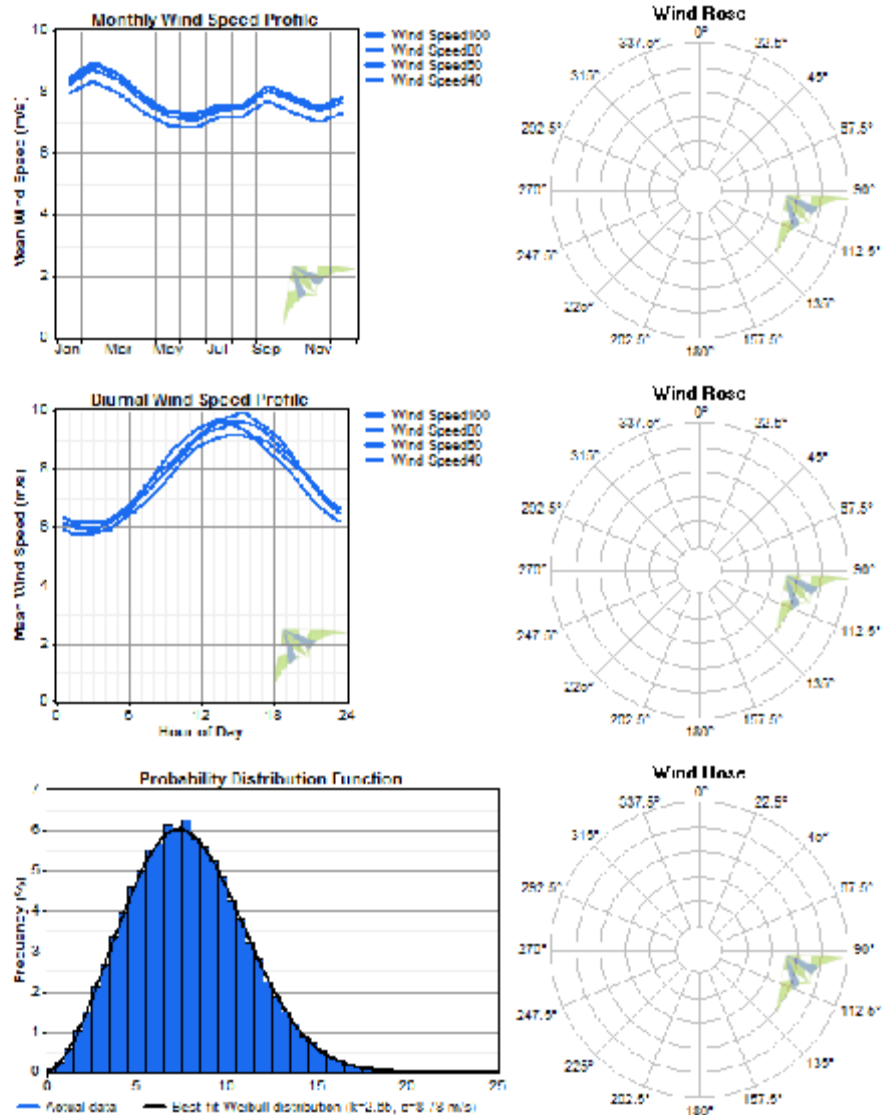
#### Data Set Properties

Report Created: 18/06/2013 16:05 using Windographer 2.0.1  
Filter Settings: <Unflagged data>

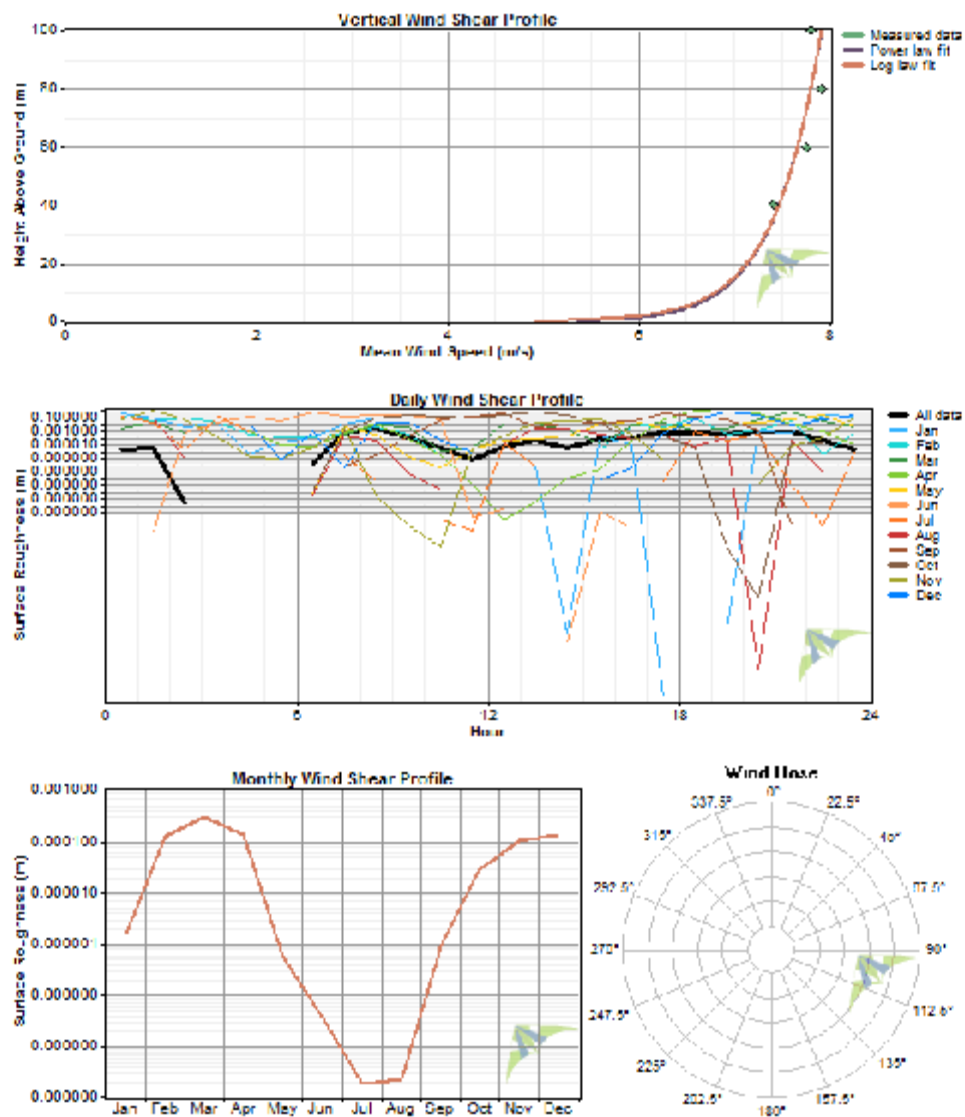
Variable	Value
Latitude	S 15° 55' 14.819"
Longitude	W 68° 46' 55.090"
Elevation	3844 m
Start date	01/01/2001 00:00
End date	01/01/2002 00:00
Duration	12 months
Length of time step	30 minutes
Calm threshold	0 m/s
Mean temperature	-9.98 °C
Mean pressure	62.87 kPa
Mean air density	0.832 kg/m³
Power density at 50m	264 W/m²
Wind power class	2 (Marginal)
Power law exponent	0.0634
Surface roughness	0.00000774 m
Roughness class	0.00
Roughness description	Smooth



## Wind Speed and Direction



## Wind Shear

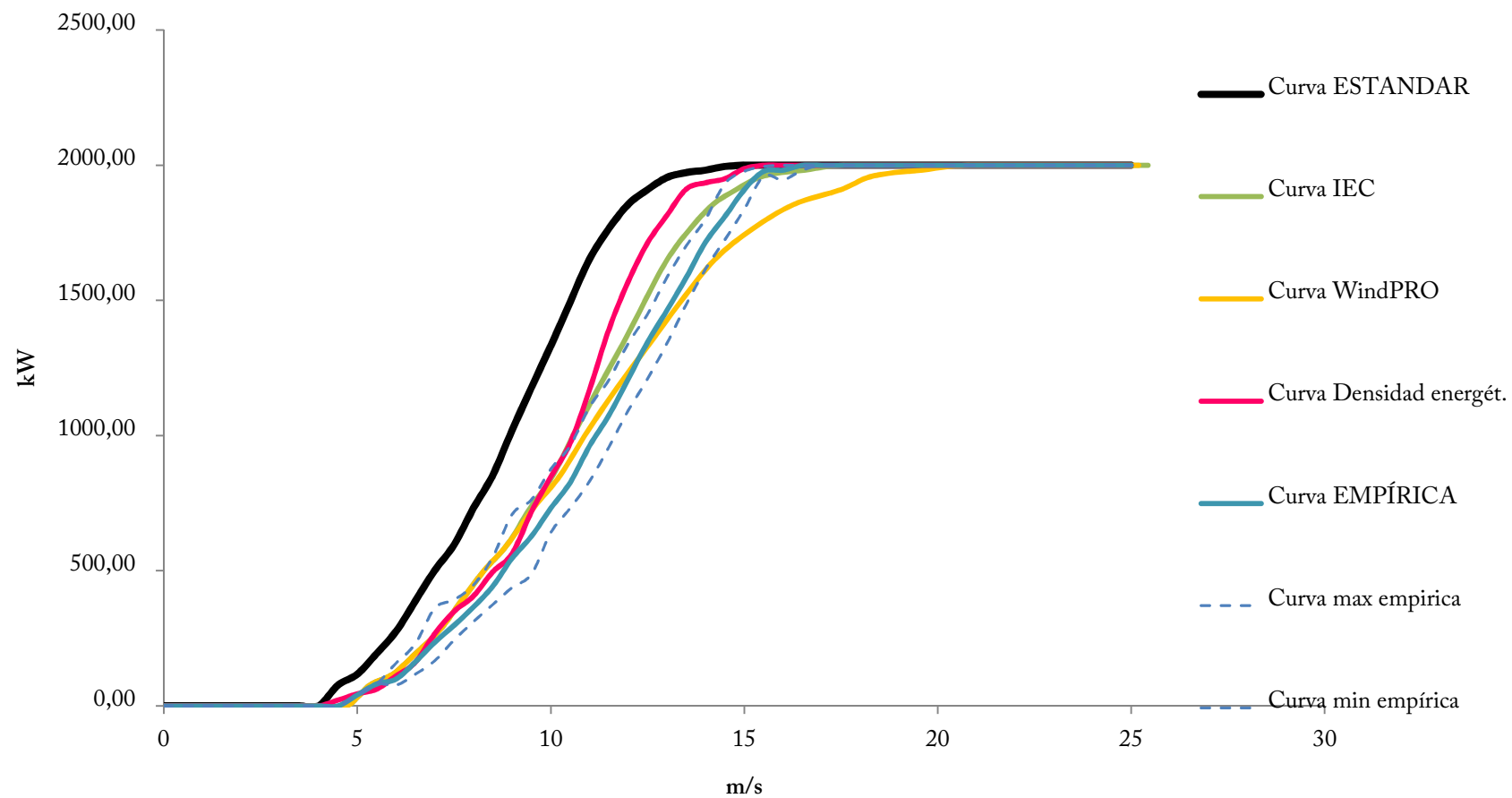




## Data Column Properties

Label	Units	Height	Possible Records	Valid Records	Recovery Rate (%)	Mean	Min	Max	Std. Dev
Wind Speed40	m/s	40 m	17,520	17,520	100.00	7.40	0.13	21.83	2.81
Wind Speed60	m/s	60 m	17,520	17,520	100.00	7.75	0.12	23.27	3.00
Wind Speed80	m/s	80 m	17,520	17,520	100.00	7.91	0.12	23.92	3.13
Wind Speed100	m/s	100 m	17,520	17,520	100.00	7.80	0.10	24.91	3.17
Acciona AW 82/1500 Class IIIb Power Output	kW		17,520	17,520	100.00	589	0	1,500	479
Power Law Exponent			17,520	17,520	100.00	0.050	-4.216	4.655	0.613
Air Density	kg/m <sup>3</sup>		17,520	17,520	100.00	0.8321	0.8322	0.8322	0.0001
Wind Speed100 WPD	W/m <sup>2</sup>		17,520	17,520	100.00	300	0	6,432	355
Wind Speed80 WPD	W/m <sup>2</sup>		17,520	17,520	100.00	307	0	5,693	350
Wind Speed60 WPD	W/m <sup>2</sup>		17,520	17,520	100.00	284	0	5,247	316
Wind Speed40 WPD	W/m <sup>2</sup>		17,520	17,520	100.00	244	0	4,330	265

## Anexo IX: Comparación de las curvas teóricas



## Anexo X: Datos de las curvas

### 1. Curvas originales de “El Veladero”

TABLA A.16: Datos curva “El Veladero”				
Velocidad viento [m/s]	Potencia estándar [kW]	Potencia mínima [kW]	Potencia media [kW]	Potencia máxima [kW]
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,5	0,0	0,0	0,0	0,0
1,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,5	0,0	0,0	0,0	0,0
2,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2,5	0,0	0,0	0,0	0,0
3,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3,5	0,0	0,0	0,0	0,0
4,0	0,0	0,0	0,0	0,0
4,5	76,7	40,6	40,6	40,6
5,0	117,4	81,3	81,3	81,3
5,5	194,1	76,7	99,3	158,0
6,0	275,4	117,4	162,5	230,2
6,5	388,3	167,0	234,8	361,2
7,0	501,1	243,8	298,0	392,8
7,5	595,9	311,5	365,7	447,0
8,0	731,4	374,7	442,4	550,8
8,5	853,3	437,9	546,3	708,8
9,0	1020,3	487,6	627,5	763,0
9,5	1178,3	641,1	731,4	875,8
10,0	1331,8	731,4	826,2	961,6
10,5	1494,4	830,7	961,6	1106,1
11,0	1652,4	957,1	1074,5	1205,4
11,5	1765,2	1092,6	1209,9	1340,9

12,0	1855,5	1209,9	1345,4	1449,2
12,5	1909,7	1340,9	1462,8	1584,7
13,0	1954,9	1485,3	1584,7	1702,0
13,5	1972,9	1616,3	1715,6	1801,4
14,0	1981,9	1724,6	1810,4	1932,3
14,5	1995,5	1837,5	1909,7	1977,4
15,0	2000,0	1959,4	1977,4	1995,5
15,5	2000,0	1945,8	1981,9	2000,0
16,0	2000,0	1981,9	2000,0	2000,0
16,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
17,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
17,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
18,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
18,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
19,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
19,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
20,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
20,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
21,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
21,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
22,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
22,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
23,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
23,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
24,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
24,5	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
25,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0
25,0	2000,0	2000,0	2000,0	2000,0

## 2. Método de la adaptación de la norma internacional IEC 61400-12-1

TABLA A.17: Datos curva "Método IEC 61400-12-1"	
Velocidad escalada [m/s]	Potencia [kW]
0,0	0,0
0,6	0,0
1,2	0,0
1,8	0,0
2,4	0,0
3,0	0,0
3,5	0,0
4,1	0,0
4,7	0,0
5,3	76,7
5,9	117,4
6,5	194,1
7,1	275,4

7,7	388,3
8,3	501,1
8,9	595,9
9,5	731,4
10,1	853,3
10,6	1020,3
11,2	1178,3
11,8	1331,8
12,4	1494,4
13,0	1652,4
13,6	1765,2
14,2	1855,5
14,8	1909,7
15,4	1954,9
16,0	1972,9
16,6	1981,9
17,2	1995,5

17,7	2000,0
18,3	2000,0
18,9	2000,0
19,5	2000,0
20,1	2000,0
20,7	2000,0
21,3	2000,0
21,9	2000,0
22,5	2000,0
23,1	2000,0
23,7	2000,0
24,3	2000,0
24,8	2000,0
25,4	2000,0

## 3. Método de WindPRO

TABLA A.18: Datos curva "Método WindPRO"	
Velocidad escalada [m/s]	Potencia [kW]
0,0	0,0
0,6	0,0
1,2	0,0
1,8	0,0
2,4	0,0
3,0	0,0
3,5	0,0
4,1	0,0
4,7	0,0

5,3	76,7
5,9	117,4
6,5	194,1
7,1	275,4
7,7	388,3
8,3	501,1
8,9	595,9
9,5	731,4
10,2	853,3
11,0	1020,3
11,7	1178,3
12,5	1331,8
13,3	1494,4
14,2	1652,4

15,2	1765,2
16,3	1855,5
17,5	1909,7
18,2	1954,9
18,9	1972,9
19,6	1981,9
20,3	1995,5
21,0	2000,0
21,7	2000,0
22,4	2000,0
23,1	2000,0
23,8	2000,0
24,5	2000,0
25,2	2000,0

## 4. Método de densidades energéticas equivalentes

TABLA A.19: Datos curva "Densidades energéticas equivalentes"	
Velocidad [m/s]	Potencia equivalente [kW]
0,0	0,0
0,5	0,0
1,0	0,0
1,5	0,0
2,0	0,0
2,5	0,0
3,0	0,0
3,5	0,0
4,0	0,0
4,5	21,3
5,0	44,7
5,5	62,0
6,0	111,1
6,5	161,3

7,0	267,3
7,5	349,2
8,0	406,2
8,5	496,0
9,0	563,3
9,5	718,4
10,0	847,6
10,5	971,6
11,0	1169,0
11,5	1392,6
12,0	1569,3
12,5	1713,2
13,0	1814,2
13,5	1911,8
14,0	1935,3
14,5	1950,5
15,0	1987,3
15,5	2000,0
16,0	2000,0
16,5	2000,0

17,0	2000,0
17,5	2000,0
18,0	2000,0
18,5	2000,0
19,0	2000,0
19,5	2000,0
20,0	2000,0
20,5	2000,0
21,0	2000,0
21,5	2000,0
22,0	2000,0
22,5	2000,0
23,0	2000,0
23,5	2000,0
24,0	2000,0
24,5	2000,0
25,0	2000,0